

# Experimentelle Untersuchung zum Einfluss des Vorleitrads auf die Rotorströmung eines anderthalbstufigen transsonischen Axialverdichters

---

**Experimental Investigation of the Aerodynamic Influence of  
Inlet-Guide-Vanes on the Flow Features of a One-And-A-Half Stage Axial  
Transonic Compressor**

Zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)  
genehmigte Dissertation von Dipl.-Ing. Christoph Biela aus Frankfurt am Main  
Fachbereich Maschinenbau  
Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe  
2012-04-30 — Darmstadt — D 17

---



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

Experimentelle Untersuchung zum Einfluss des Vorleitrads auf die Rotorströmung  
eines anderthalbstufigen transsonischen Axialverdichters

Experimental Investigation of the Aerodynamic Influence of Inlet-Guide-Vanes on  
the Flow Features of a One-And-A-Half Stage Axial Transonic Compressor

Genehmigte Dissertation von Dipl.-Ing. Christoph Biela aus Frankfurt am Main

1. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. H.-P. Schiffer
2. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. R. Niehuis

Tag der Einreichung: 30. April 2012

Tag der Prüfung: 17. Juli 2012

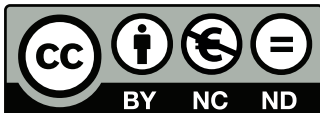
Darmstadt 2013 — D 17

Bitte zitieren Sie dieses Dokument als:

URN: [urn:nbn:de:tuda-tuprints-30588](http://nbn:de:tuda-tuprints-30588)

URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/30588>

Dieses Dokument wird bereitgestellt von tuprints,  
E-Publishing-Service der TU Darmstadt  
<http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de>  
[tuprints@ulb.tu-darmstadt.de](mailto:tuprints@ulb.tu-darmstadt.de)



Die Veröffentlichung steht unter folgender Creative Commons Lizenz:  
Namensnennung – Keine kommerzielle Nutzung – Keine Bearbeitung  
3.0 Deutschland

<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/de/>

# Erklärung zur Dissertation

Hiermit versichere ich, die vorliegende Dissertation ohne Hilfe Dritter nur mit den angegebenen Quellen und Hilfsmitteln angefertigt zu haben. Alle Stellen, die aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht. Diese Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen.

Darmstadt, den 30. April 2012

---

(Biela)





# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe der Technischen Universität Darmstadt. Herr *Prof. Dr.-Ing. H.-P. Schiffer* hat durch sein großes Vertrauen und den daraus resultierenden Spielraum wesentlich zu Form und Inhalt dieser Arbeit sowie der schönen Zeit an der Universität beigetragen, wofür ich mich herzlich bedanken möchte. Ebenfalls gilt mein Dank Herrn *Prof. R. Niehuis* für die Übernahme des Korreferats und der damit verbundenen Mühe.

Die Arbeit wurde durch das LuFo IV Programm des BMWi und die Kooperation mit Rolls-Royce Deutschland ermöglicht. Insbesondere möchte ich mich bei *Frank Heinichen* für die industrieseitige Betreuung und Koordination sowie *Volker Gümmer* und *Erik Johann* für die Freigabe der Daten bedanken.

Weiter gilt mein herzlichster Dank den vielen, die diese Arbeit auf ihre jeweils ganz persönliche Weise bereichert haben: *Martin M., Martin K., Christoph B., Clemens R., Felix H., Andreas L., Sebastian L., Fabian W., Christian P., Benjamin B., Harald D., Bernhard S., Jochen M., Sebastian N., Sebastian G., Peter B., Claudia S., Verena K., Sebastian D., Stephan K., Jörg B., Barbara L.* sowie *Prof. Hennecke*.

Abschließend möchte ich mich bei Herrn *Nolde* und seinem Team sowie Herrn *Andiel* von Richter Feingerätebau für den erfolgreichen und unkomplizierten Auf- und Umbau des Prüfstands bedanken.



# Zusammenfassung

Der Luftverkehr ist ein fester Bestandteil der globalisierten Welt. Die Entwicklung eines effizienten Antriebskonzepts bildete die Grundlage der heutigen Luftfahrt.

Für die Auslegung eines neuen Flugtriebwerks müssen die Vorgänge in den einzelnen Komponenten beschrieben und vorhergesagt werden. Bei der Entwicklung von Turboverdichtern werden diese mit Hilfe von numerischen Verfahren modelliert. Die Berechnung der Verdichterkennfelder im Bereich um den Auslegungspunkt werden mit heutigen Verfahren sehr gut abgebildet. Abseits des Auslegungspunkts treten allerdings vermehrt instationäre Effekte auf, die hauptsächlich durch experimentelle Untersuchungen erfasst und charakterisiert werden müssen. Verdichter werden in Triebwerken immer mehrstufig eingesetzt. Daher muss die Interaktion der Stufen und deren Auswirkung auf Wirkungsgrad und Stabilität untersucht werden. Die Beschreibung instationärer Effekte spielt hier in allen Betriebspunkten eine wichtige Rolle, weil die Interaktion zweier Schaufelreihen zwangsläufig instationär ist.

Ziel dieser Arbeit ist es, die Strömung in der neuen Forschungsverdichterstufe IGV-1/Rotor-5/Stator-3 zu untersuchen. Vor allem der Einfluss des Vorleitrads auf die Rotorströmung und die aerodynamische Betriebsgrenze der Gesamtstufe werden untersucht.

Durch die zeitliche und räumliche Auflösung der Messungen stellt diese Arbeit experimentelle Daten zur Verfügung, die es ermöglichen, verschiedene Theorien zur Strömung in transsonischen Verdichtern zu überprüfen bzw. zu erweitern. Beim Vergleich der gemessenen und simulierten Verdichterkennfelder mit dem Stand der Technik sind keine unerwarteten Abweichungen zur allgemeinen Theorie oder zur numerischen Vorhersage zu erkennen. Position und Form des Verdichtungsstoßes, des Expansionsgebiets und des Spaltwirbels zeigen kein widersprüchliches Verhalten. Es kann deswegen davon ausgegangen werden, dass die dargestellten Effekte auch auf andere Verdichter ähnlicher Bauweise übertragbar sind.

Die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen, dass der Einfluss des Vorleitrads auf die Rotorströmung im Spitzenbereich nicht nur durch den Profilmachlauf erfolgt. Zusätzlich bildet sich ein Wirbel am *Penny-Slot* des Vorleitrads. Dieser Wirbel ist maßgeblich für die Umfangsvariation der gehäusenahen Rotorströmung verantwortlich und führt in den Experimenten zu einer Erhöhung des Pumpgrenzabstands von 2%.

# Abstract

*Air traffic has a major role in a globalised world. The design of an efficient propulsion concept at the beginning of the 20th century built the foundation of todays aviation business.*

*In order to design a jet engine it is necessary to describe every part of that engine by means of models. In case of turbo compressors the design process is aided by numerical methods. The calculation and prediction of the compressor map close to the design point of the compressor produces very good results. Away from the design point this is not the case. Unsteady effects of the flow ask for experimental investigations in order to explain and characterise them. Generally compressors are used in a multi stage setup. Therefore, the interaction of the stages and its impact on efficiency and stability need to be investigated. The description of unsteady effects is of great importance since the interaction of stages is unsteady by its very nature.*

*The aim of this work is the investigation of the new research compressor stage IGV-1/Rotor-5/Stator-3. Especially the influence of the inlet guide vane onto the rotor passage flow and the operating range are investigated.*

*This work enables the examination of proposed theories on stage interaction by means of spatial and time resolving measurements. No unexpected differences can be found comparing the measured speed lines with the state of the art understanding of compressor flow. Position and shape of the expansion area or the compression shock are comparable to already published investigations. Therefore, it is assumed that the effects described in this work are transferable to other compressors with a similar design.*

*The findings of the experimental and numerical investigation of this work show that the influence of the guide vane onto the following rotor is not only caused by the wake. An additional effect is found: the penny-slot-vortex which is created by the gap between the inlet guide vane and the casing. This vortex is the main cause of the circumferential variation of the the rotor passage flow at the tip region. In the presented experiments the vortex caused a reduction of the stability margin by 2%.*

# Inhaltsverzeichnis

<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>9</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>11</b>
<b>Nomenklatur</b>	<b>13</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>17</b>
1.1 Wirtschaftliche Aspekte . . . . .	17
1.2 Ökologische Aspekte . . . . .	18
1.3 Technische Aspekte . . . . .	18
<b>2 Stand der Technik</b>	<b>23</b>
2.1 Verdichterstufe . . . . .	23
2.2 Kennfeld . . . . .	25
2.3 Passagenströmung . . . . .	26
2.4 Sekundärströmung . . . . .	28
2.5 Spaltströmung . . . . .	30
2.6 Schaufelnachläufe . . . . .	32
2.7 Interaktion von Schaufelreihen . . . . .	32
2.8 Aerodynamische Betriebsgrenze . . . . .	35
<b>3 Prüfstand</b>	<b>39</b>
3.1 Infrastruktur . . . . .	39
3.2 Forschungsverdichter . . . . .	40
3.3 Messtechnik . . . . .	42
3.3.1 Basisinstrumentierung . . . . .	42
3.3.2 Instationärer Wanddruck . . . . .	43
3.3.3 Sonden . . . . .	44
3.3.4 Dehnmessstreifen . . . . .	46
3.3.5 Fehlerabschätzung . . . . .	46
<b>4 Experimente</b>	<b>49</b>
4.1 Basisuntersuchung . . . . .	49

4.1.1	Verdichtercharakteristik . . . . .	51
4.1.2	Variation der Vorleitradbelastung . . . . .	59
4.2	Strömung in der Rotorpassage . . . . .	64
4.2.1	Experimentelle Untersuchung . . . . .	64
4.2.2	Numerische Untersuchung des Leitrad-Rotor-Einflusses . . . . .	74
4.3	Einfluss des Vorleitrads auf die Betriebsgrenze des Verdichters . . . . .	80
4.3.1	Zeitreihen einzelner Sensoren . . . . .	81
4.3.2	Druckverteilung beim Erreichen der Betriebsgrenze . . . . .	85
<b>5</b>	<b>Diskussion</b>	<b>87</b>
5.1	Vergleich zum Stand der Technik . . . . .	87
5.1.1	Kennlinie und Verdichterströmung . . . . .	87
5.1.2	Einfluss des Vorleitradnachlaufs . . . . .	87
5.1.3	Betriebsgrenze . . . . .	89
5.2	Vorleitradeinfluss . . . . .	92
<b>6</b>	<b>Fazit</b>	<b>95</b>
6.1	Zusammenfassung . . . . .	95
6.2	Ausblick . . . . .	96
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>99</b>
<b>A</b>	<b>Ergänzende Angaben</b>	<b>107</b>
A.1	Sondenmessungen zwischen Rotor und Stator . . . . .	107
A.2	Sondenmessungen hinter dem Stator . . . . .	107
A.3	Grenzschicht stromauf des Vorleitrads . . . . .	109
A.4	Abströmung des Vorleitrads . . . . .	109
A.5	Signalqualität der instationären Wanddruckinstrumentierung . . . . .	111
<b>B</b>	<b>Weitere Betriebspunkte</b>	<b>113</b>

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Schematische Darstellung eines Verdichter kennfelds . . . . .	20
2.1	Geschwindigkeitsdreiecke . . . . .	24
2.2	Stufenkennfeld bei Auslegungsdrehzahl . . . . .	26
2.3	Vereinfachte Darstellung der Rotorpassagenströmung . . . . .	27
2.4	Einfluss von Zustromvariationen . . . . .	28
2.5	Sekundärströmung in einer Schaufelpassage . . . . .	29
2.6	Schematische Darstellung der Spaltströmung . . . . .	31
2.7	Schaufelnachlauf des Vorleitrads . . . . .	33
2.8	Interaktion von Nachlauf und Passagenströmung . . . . .	34
2.9	Schematisches Kennfeld mit Betriebsgrenzen . . . . .	36
2.10	Strömungsfelder an der Betriebsgrenze . . . . .	37
3.1	Der transsonische Verdichterprüfstand . . . . .	40
3.2	Aufbau des Forschungsverdichters . . . . .	41
3.3	Wanddruckinstrumentierung . . . . .	44
3.4	Skizze der eingesetzten Sonden . . . . .	45
4.1	Messstationen und deren Bezeichnung . . . . .	50
4.2	Totaldruckverhältnis und isentroper Wirkungsgrad . . . . .	52
4.3	Verteilung der thermodyn. Größen an unterschiedlichen Stationen . . . . .	53
4.4	Totaldruckverhältnis und isentroper Wirkungsgrad des Rotors . . . . .	54
4.5	Statikdruckverhältnis über die gesamte Stufe und den Rotor . . . . .	55
4.6	Rotorrelative Anströmung und Statik-Total-Verhältnis . . . . .	57
4.7	Variation der Rotorbelastung . . . . .	58
4.8	Zuströmähnlichkeit bei gleichzeitiger Vordrallvariation . . . . .	61
4.9	Skalierter Totaldruckaufbau . . . . .	62
4.10	Mess- und Auswerteverfahren der Wanddruckmesssonden . . . . .	65
4.11	Wanddruckverteilung für nominale Bedingungen . . . . .	66
4.12	Relative Standardabweichung für nominale Bedingungen . . . . .	66
4.13	Mittelungsverfahren für Nachlaufvermessung . . . . .	68
4.14	Visualisierung des Vorleitradnachlaufs . . . . .	69
4.15	Vergleich von Vorleitradnachlauf und analytischem Modell . . . . .	69

4.16	Umfangsvariation nach Rotor und Stator . . . . .	70
4.17	Statikdruckverteilung: Ursprung der Spaltströmung . . . . .	72
4.18	Statikdruckverteilung: Interaktion von Nachlauf und Spaltströmung . . . . .	72
4.19	Phasentreue <i>Ensemble</i> -Standardabweichung, $REF@ \eta_{\max}$ . . . . .	73
4.20	Gegenüberstellung unterschiedlicher Vermessungsmethoden . . . . .	73
4.21	Ergebnisse der numerischen Simulation . . . . .	76
4.22	Visualisierung des Wirbelsystems . . . . .	78
4.23	Variation der Spaltströmung . . . . .	79
4.24	Exemplarischer Druckverlauf beim Erreichen der Betriebsgrenze . . . . .	81
4.25	Tiefpassfilterung zur Visualisierung von modaler Aktivität und <i>Spikes</i> . . . . .	84
4.26	Druckverläufe bei modaler Aktivität und <i>Spikes</i> . . . . .	85
5.1	Vergleich von Vorleiträd und Stator . . . . .	88
5.2	Stall-Eintritt . . . . .	90
5.3	Vergleich von Mittelungs- und Messmethoden . . . . .	91
5.4	Einfluss des Vorleitrads . . . . .	92
A.1	Einfluss der Sonde auf den Verdichterbetriebspunkt . . . . .	108
A.2	Statorabströmung für unterschiedliche Betriebspunkte . . . . .	108
A.3	Strömungsgrenzschicht vor dem Vorleiträd . . . . .	110
A.4	Abströmung des Vorleitrads . . . . .	110
A.5	Frequenzspektrum der Wanddruckinstrumentierung . . . . .	111
A.6	Auswirkung der Tiefpassfilterung . . . . .	112
B.1	Umfangsvariation nach Rotor und Stator, $NOM@ \eta_{\max}$ . . . . .	114
B.2	Umfangsvariation nach Rotor und Stator, $REF@ \eta_{\max}$ . . . . .	114
B.3	Phasentreue <i>Ensemble</i> -gemittelte Wanddruckdaten, $REF@ \dot{m}_{\min}$ . . . . .	115
B.4	Phasentreue <i>Ensemble</i> -Standardabweichung, $REF@ \dot{m}_{\min}$ . . . . .	115
B.5	Phasentreue <i>Ensemble</i> -gemittelte Wanddruckdaten, $NOM@ \dot{m}_{\min}$ . . . . .	116
B.6	Phasentreue <i>Ensemble</i> -Standardabweichung, $NOM@ \dot{m}_{\min}$ . . . . .	116
B.7	Wanddruckverteilung der numerischen Simulation . . . . .	117



# Tabellenverzeichnis

3.1 Größenordnung des systematischen und statistischen Fehlers in Prozent .	47
4.1 Messstationen . . . . .	51
4.2 Tabelle der verwendeten Konfigurationen . . . . .	59



# Nomenklatur

## Lateinische Zeichen

$A$	$[m^2]$	repräsentative Fläche
$a$	$[m/s]$	Schallgeschwindigkeit
$c$	$[m/s]$	Strömungsgeschwindigkeit im Absolutsystem
$c_p$	$[J/kgK]$	Wärmekapazität bei isobarer Zustandsänderung
$\dot{m}$	$[kg/s]$	Massenstrom
$\dot{m}_{red}$		reduzierter Massenstrom
$\mathcal{M}$		Anzahl der Messungen
$M$		Machzahl
$M_w$		Machzahl im Relativsystem des Rotors
$N$	$[rpm]$	Rotordrehzahl
$N_{AP}$	$[rpm]$	Auslegungs-drehzahl
$N_{bez}$	$[rpm]$	bezogene Rotordrehzahl
$\bar{p}$	$[Pa]$	zeitlich gemittelter statischer Wanddruck
$\hat{p}$	$[Pa]$	<i>Ensemble</i> -gemittelter statischer Wanddruck
$\tilde{\bar{p}}$	$[Pa]$	zeitlich und umfangs-gemittelter statischer Wanddruck
$p, p_s$	$[Pa]$	statischer Druck
$p_t$	$[Pa]$	Totaldruck
$P_{zu}$	$[J/s]$	Wellenleistung
$R$	$[J/kgK]$	spezifische Gaskonstante
$Sr$		Strouhal-Zahl
$t$	$[s]$	Zeit
$T, T_s$	$[K]$	statische Temperatur
$T_t$	$[K]$	Totaltemperatur
$y_+$		Dimensionsloser Wandabstand in der Grenzschicht
$U$	$[m/s]$	Umfangsgeschwindigkeit des Rotors
$w$	$[m/s]$	Strömungsgeschwindigkeit im Relativsystem des Rotors
$x$	$[m]$	Maschinenachse

## Griechische Zeichen

$\alpha$	$[\circ]$	Stellung des Vorleitrads relativ zur Axialströmung
$\Delta c_u$	$[m/s]$	Änderung der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit
$\Delta h_t$	$[m^2/s^2]$	spezifische Totalenthalpieerhöhung
$\Delta p_\theta$		Umfangsvariation des statischen Wanddrucks
$\Delta SM$		Pumpgrenzabstand
$\Delta \Pi_t$		relative Umfangsvariation des Totaldrucks
$\Delta \Theta_t$		relative Umfangsvariation der Totaltemperatur
$\eta_{is}$		isentropen Wirkungsgrad
$\gamma$	$[\circ]$	Rotorzuströmungswinkel relativ zur Umfangsrichtung
$\kappa$		Isentropenexponent
$\mathcal{B}_\beta$		Größenordnung des systematischen Fehlers
$\mathcal{E}_\epsilon$		Größenordnung des stochastischen Fehlers
$\phi$		Durchflussziffer
$\psi$		Leistungsziffer
$\rho$	$[kg/m^3]$	Dichte
$\sigma_{rel}$		relative Standardabweichung
$\theta$	$[\circ]$	Umfangskoordinate
$\Omega$	$[Hz]$	Rotorfrequenz
$\varphi$	$[\%]$	relative Luftfeuchte
$\Pi_s$		Statikdruckverhältnis
$\Pi_t$		Totaldruckverhältnis
$\Pi_{20}$		statischer Wanddruck bezogen auf Rotorausstritt
$\Theta_t$		Totaltemperaturverhältnis

## Abkürzungen

TUD	Technische Universität Darmstadt
RRD	Rolls-Royce Deutschland
TSV	Transsonischer Verdichterprüfstand
5LS	Fünf-Loch-Sonde
AP	Auslegungspunkt
BLISK	<i>Bladed Disk</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
DMS	Dehnmessstreifen
GSS	Grenzschichtsonde
NDA	<i>Non-Disclosure Agreement</i>

1D	eindimensional
2D	zweidimensional
3D	dreidimensional, meist drei Raumrichtungen
4D	vierdimensional, drei Raumrichtungen und Zeit

### Subskripte

$\square_1$	Rotoreintritt
$\square_2$	Rotoraustritt
$\square_{\text{aus}}$	Austrittsebene
$\square_{\text{ax}}$	Axialkomponente
$\square_{\text{ein}}$	Eintrittsebene
$\square_{\text{ISA}}$	Standardbedingungen nach ISA-Atmosphäre
$\square_{\text{t,o}}$	Umgebungsbedingung
$\square_{\text{WD}}$	Messpunkt liegt an der Wand

### Verdichterkonfiguration

NOM	Auslegungskonfiguration
NOM80	Auslegungskonfiguration bei 80% Auslegungsdrehzahl
NOM95	Auslegungskonfiguration bei 95% Auslegungsdrehzahl
OPN	geöffnetes Vorleitrad bei Auslegungsdrehzahl
R95	aerodynamisch ähnlicher Betriebspunkt zur REF-Konfiguration
REF	geschlossenes Vorleitrad bei Auslegungsdrehzahl



# 1 Einleitung

Der Luftverkehr ist ein fester Bestandteil der globalisierten Welt. Die Entwicklung eines effizienten Antriebskonzepts – Anfang des 20. Jahrhunderts – bildete die Grundlage der heutigen Luftfahrt. Durch den Einsatz von Turbotriebwerken wurde es möglich, große Strecken schneller und bequemer zurückzulegen als mit jedem anderen Verkehrsmittel.

Die Weiterentwicklung von Turbotriebwerken für die Luftfahrt wird vor allem durch wirtschaftliche, ökologische und technologische Aspekte beeinflusst.

## 1.1 Wirtschaftliche Aspekte

Die Grundlage der Marktwirtschaft ist der fortwährende Versuch, die Ökonomie eines Arbeitsablaufs durch Effizienzsteigerung zu verbessern. Für das Ingenieurwesen bedeutet dies, kontinuierlich den aktuellen Stand der Technik voranzutreiben. Durch ein tieferes Verständnis oder eine detailliertere Beschreibung hochkomplexer Zusammenhänge können technische Systeme besser optimiert werden.

Für den Markterfolg eines Flugtriebwerks sind neben den direkten und indirekten Betriebskosten (*Direct/Indirect Operating Costs*) auch die Summe der Kosten über die gesamte Lebensdauer des Triebwerks (*Total Cost of Ownership*) ausschlaggebend. Durch steigende Rohölpreise nehmen die Kerosinpreise einen immer größeren Anteil der Betriebskosten ein. Die Fluggesellschaften fordern deswegen die Entwicklung effizienterer Flugtriebwerke. Der Bedarf an ökonomischen Antriebssystemen in der Luftfahrt führt zur Entwicklung von immer leichter und leistungsstärker werdenden Flugtriebwerken.

Eine wichtige Kenngröße zur Beurteilung der Effizienz ist das Verhältnis von Treibstoffverbrauch zum erzeugten Schub (*Thrust Specific Fuel Consumption*). Auf Effizienz optimierte Triebwerksmodelle reagieren allerdings sensibler auf Verschmutzung und Verschleiß, was zu einem höheren Wartungsaufwand führt. Diese Wechselbeziehung zwischen geringen Betriebskosten und niedrigem Treibstoffverbrauch führt bei jeder Triebwerksentwicklung zu einer neuen Optimierungsaufgabe.

## 1.2 Ökologische Aspekte

In den vergangenen 30 Jahren traten neben den ökonomischen auch ökologische Aspekte der Triebwerksauslegung mit in den Vordergrund. Durch Gesetze und Richtlinien werden so zusätzliche Forderungen an neue Triebwerke gestellt. Dabei handelt es sich vor allem um die Reduzierung der Lärm- und Schadstoffbelastung durch Flugtriebwerke.<sup>1</sup>

Die auf internationaler, politischer Ebene erarbeiteten Anforderungen und Ziele der Triebwerksforschung fallen in großen Teilen mit den ökonomischen Zielen zusammen. So lässt sich durch die Steigerung der Effizienz von Flugtriebwerken sowohl der Treibstoffverbrauch als auch der Ausstoß von Kohlenstoffdioxid reduzieren. Die zusätzliche Forderung nach Reduktion von Lärm- und Stickoxidemissionen hingegen führt zu einer komplexen Optimierungsaufgabe.

Im europäischen Raum werden ökologische und ökonomische Ziele vor allem durch die *ACARE Goals* beschrieben [1–4], vergleichbare US-amerikanische Forschungsziele werden in den Mitteilungen des *National Science and Technology Council* aufgeführt [72–74].

## 1.3 Technische Aspekte

Für den Einsatz als Flugtriebwerk muss das Antriebskonzept bei hoher Effizienz außerdem ein geringes schubspezifisches Gewicht aufweisen (*Thrust to Weight Ratio*). Turbotriebwerke haben gegenüber Kolbenmaschinen eine bis zu fünfzehnfach höhere Leistungsdichte, sodass sie den Markt der leistungsstarken Triebwerke deutlich dominieren.

In Turbotriebwerken finden alle thermodynamischen Zustandsänderungen kontinuierlich statt. Hierfür werden die einzelnen Komponenten in Reihe geschaltet. Ein aktuelles Kerntriebwerk besteht aus den Komponenten: Verdichter, Brennkammer und Turbine. Diese bilden thermodynamisch den Joule-Prozess nach. Im Gegensatz zum Joule-Prozess werden Flugtriebwerke jedoch im »offenen« Kreislauf betrieben, sodass das Arbeitsmedium nur einmal am Kreisprozess teilnimmt.

Für die Auslegung eines Flugtriebwerks müssen die Vorgänge in den einzelnen Komponenten beschrieben und vorhergesagt werden. Im Allgemeinen werden die Komponenten dann bezüglich ihres Wirkungsgrads, Gewichts und ihrer Betriebssicherheit optimiert.

Seit dem ersten Prototyp eines Strahltriebwerks von *Sir Frank Whittle* im Jahr 1930,

---

<sup>1</sup> In den Jahren vor dem *Earth Summit 1992* wurde vor allem die Lärmbelastung durch die Luftfahrt thematisiert.



ist der Verdichter eine der Schlüsselkomponenten. Der maximal mögliche Druckaufbau einer Verdichterstufe ist begrenzt. Aerodynamische Effekte lassen keinen beliebig hohen Druckaufbau zu.

Der für den thermodynamischen Prozess nötige Druckaufbau muss deswegen mit mehreren aufeinander folgenden Verdichterstufen erzeugt werden. In aktuellen Strahltriebwerken ist der Verdichter deswegen für 50% der Länge und des Gewichts sowie 40% der Herstellungskosten verantwortlich [85]. Durch eine kompaktere Bauweise des Verdichters wäre eine Reduktion von Gewicht und Baugröße möglich. Dies ist, bei gleichbleibendem Druckaufbau, aber nur durch ein größeres Stufendruckverhältnis zu erreichen. Die Verdichtorforschung ist somit ein wichtiger Bestandteil der Entwicklung von ökonomisch und ökologisch optimierten Triebwerkskonzepten.

Die Charakterisierung einer Verdichterstufe erfolgt meist über ein Kennfeld (Abb. 1.1). In diesem werden die Druckerhöhung und der dazu korrespondierende Massenstrom für unterschiedliche Drehzahlen dargestellt. Der Auslegungspunkt bezeichnet den Punkt, für den der Verdichter optimiert wurde.

Der erste Bereich (I) beinhaltet alle Punkte, die nahe am Auslegungspunkt liegen, der zweite (II) enthält Betriebspunkte, deren Massenströme deutlich geringer als der Auslegungsmassenstrom sind. Dieser Bereich wird durch die aerodynamische Stabilitätsgrenze des Verdichters begrenzt. Jenseits dieser Grenze ändert der Verdichter abrupt sein Betriebsverhalten.

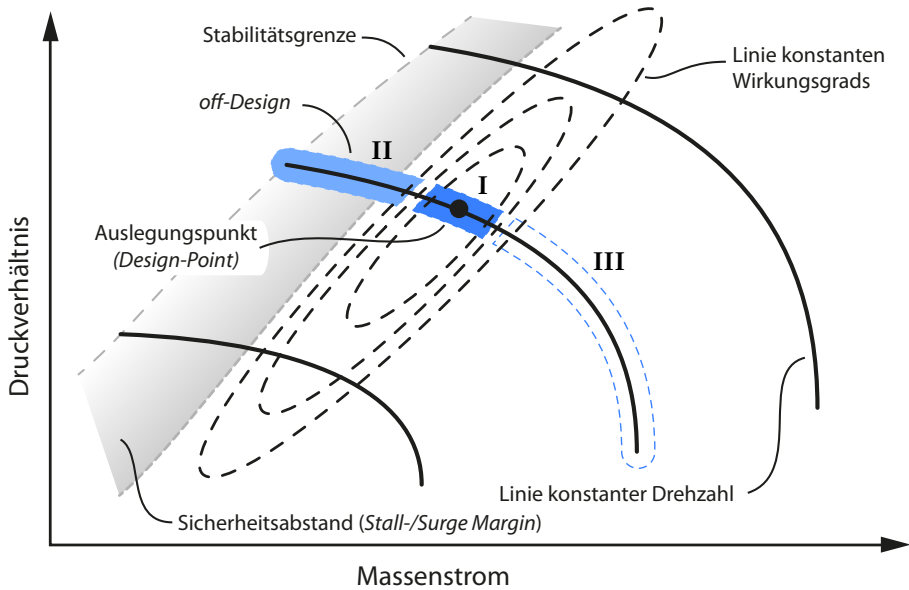
Die Instabilität ist durch aerodynamische Effekte charakterisiert, die zum Verlust des Druckaufbaus und in extremen Fällen zur Zerstörung des Flugtriebwerks führen. Meist wird dieser Bereich der Kennlinie auch mit *off-design* bezeichnet. Da der Betrieb des Verdichters im instabilen Bereich unter allen Umständen zu vermeiden ist, legen Triebwerkshersteller mit einem Schätzverfahren (*surge margin stack up*) einen Sicherheitsabstand zur Stabilitätsgrenze (*stall margin*) fest [91], der den Arbeitsbereich hin zu hohen Druckverhältnissen begrenzt und so das maximal nutzbare Stufendruckverhältnis reduziert.

Der dritte Bereich (III) ist für die aktuelle Erforschung von Flugtriebwerken von untergeordnetem Interesse, da hier sowohl Druckaufbau als auch Effizienz niedrig sind. Wird der Massenstrom weiter gesteigert, fällt der Totaldruckaufbau überproportional ab. Aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeiten entstehen Verdichtungsstöße im Verdichter, die eine weitere Erhöhung des Massenstroms verhindern.

Bei der Entwicklung von Triebwerken werden Verdichter mit Hilfe von numerischen Verfahren modelliert. Die Berechnung der Verdichterkennfelder im Bereich um den Auslegungspunkt – also auch der Auslegungspunkt selbst – werden mit heutigen Verfahren sehr gut abgebildet. Dies liegt vor allem daran, dass die Strömung aktueller Entwürfe als stationär<sup>2</sup> angenommen werden kann und keine dominanten aeroelastischen Effekte auftreten.

---

<sup>2</sup> Die Bezeichnung »stationär« bezieht sich hier auf die Strömung relativ zur Schaufelpassage.



**Abbildung 1.1:** Schematische Darstellung eines Verdichtercharakteristikfeldes

Die Vorhersage der Strömung nahe der Stabilitätsgrenze hingegen ist mit deutlich größeren Fehlern behaftet. Das Auftreten von nicht periodischen oder sogar chaotischen aerodynamischen Phänomenen spielt eine immer wichtigere Rolle, je näher der Verdichter seiner Stabilitätsgrenze kommt. Diese Effekte können durch die heutigen Berechnungsansätze meist nicht ausreichend aufgelöst werden, weil einerseits der Aufwand zeitlich und finanziell zu groß wäre und andererseits die wirtschaftlich einsetzbaren numerischen Modelle diese nicht abbilden können. Die experimentelle Untersuchung bietet dagegen die Möglichkeit, instationäre Effekte leichter und genauer zu vermessen. Aufbauend auf dem Vergleich von Simulation und Messung können anschließend die numerisch errechneten Verdichtercharakteristiken besser bewertet bzw. interpretiert werden.

Ein besseres Verständnis der Vorgänge nahe der Betriebsgrenze ermöglicht es, zukünftige Triebwerke bei höheren Stufendruckverhältnissen zu betreiben [48]. Neben

---

Bei der Betrachtung der Strömung in rotierenden Bauteilen bewegt sich der Beobachter im Relativsystem mit der Schaufelpassage mit.

der Erhöhung des Wirkungsgrads ist deswegen auch die Erweiterung des Arbeitsbereichs im *off-design* ein wichtiger Teil der aktuellen Verdichterforschung, um die ökonomischen und ökologischen Ziele der Triebwerksentwicklung zu erreichen.

Verdichter werden in Triebwerken immer mehrstufig eingesetzt. Daher muss die Interaktion der Stufen und deren Auswirkung auf Wirkungsgrad und Stabilität untersucht werden. Die Beschreibung instationärer Effekte spielt hier in allen Betriebspunkten eine wichtige Rolle, weil die Interaktion zweier Schaufelreihen zwangsläufig instationär ist.

Da die Stufen aus Platz- und Gewichtsgründen so eng wie möglich hintereinander sitzen, findet keine Ausmischung zwischen den einzelnen Stufen statt. Es kann also nicht davon ausgegangen werden, dass eine homogenisierte Strömung in die folgende Stufe eintritt.

Ziel dieser Arbeit ist es, die Strömung in einer neuen Forschungsverdichterstufe zu untersuchen. Vor allem der Einfluss des Vorleitrads auf die Verdichterströmung und die aerodynamische Betriebsgrenze werden untersucht.

Durch die zeitliche und räumliche Auflösung der Messungen stellt diese Arbeit experimentelle Daten zur Verfügung, die es ermöglichen, eine Vielzahl von Theorien zur Strömung in transsonischen Verdichtern zu überprüfen bzw. zu erweitern.

Die vorliegende Arbeit unterteilt sich in drei Teile.

Der erste Teil enthält Kapitel 2-3 und bildet die Grundlage der Untersuchungen. Kapitel 2 »Stand der Technik« enthält solche theoretischen Erkenntnisse und Modelle, die im weiteren Verlauf der Arbeit überprüft oder erweitert werden. Kapitel 3 »Prüfstand« stellt den experimentellen Aufbau vor.

Der zweite Teil der Arbeit (Kapitel 4, »Experimente«) untersucht in mehreren Schritten den Einfluss des Vorleitrads auf den Betrieb des transsonischen Verdichters. Zuerst erfolgt die klassische Charakterisierung der Verdichterstufe durch die Darstellung integraler Kenngrößen. Hier werden die globalen Einflüsse des Vorleitrads sichtbar. Zur Identifizierung der aerodynamischen Vorgänge innerhalb des Verdichterlaufrads werden dann instationäre Wanddruckmessungen vorgestellt. Mit dem zusätzlichen Einsatz von numerischen Methoden kann so die Strömung innerhalb der gesamten Rotorpassage untersucht werden. Im letzten Schritt wird der Verdichter bei transientem Verdichterbetrieb nahe der aerodynamischen Betriebsgrenze untersucht.

Zum Abschluss stellt der dritte Teil der Arbeit (in Kapitel 5, »Diskussion«) die Erkenntnisse der Untersuchung dem Stand der Technik gegenüber. Dabei wird die Interaktion von Vorleitrads- und Rotorströmung und die daraus resultierenden Effekte auf Betriebsverhalten und aerodynamische Betriebsgrenze deutlich.

Die Arbeit schließt mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick.



## 2 Stand der Technik

Bei der Auslegung und Erforschung von Verdichtern ist die Beschreibung der Strömung und deren Auswirkung auf das Arbeitsverhalten notwendig. Durch die Erstellung von Modellen oder Korrelationen auf Basis von Forschungsergebnissen kann dann die Auswirkung einer Variation von Geometrie- oder Betriebsparametern auf das Betriebsverhalten vorhergesagt werden.

Die folgenden Ausführungen stellen eine Auswahl von strömungsmechanischen Vorgängen dar, die in dieser Arbeit untersucht werden oder für die Beschreibung der auftretenden Phänomene nötig sind. Die Zusammenstellung zum Stand der Technik bezieht sich vor allem auf transsonische Verdichter.<sup>3</sup> Der in dieser Arbeit untersuchte Verdichter besteht aus verstellbarem Vorleitrad, Rotor und Stator.<sup>4</sup> Zwar kommen in der industriellen Anwendung mehrstufige Axialverdichter zum Einsatz, deren Komplexität schränkt allerdings die Möglichkeit von Parametervariationen deutlich ein. Der anderthalbstufige Aufbau stellt hier den Kompromiss zwischen Variabilität und Komplexität zur Untersuchung der Verdichterströmung dar.

Im Folgenden werden zuerst integrale Kenngrößen (1D) vorgestellt, die es ermöglichen, Aussagen über das Verhalten bzw. die aerodynamische Belastung des Verdichters zu treffen. Nach der Beschreibung der Strömung in der Schaufelpassage (2D und 3D) schließt das Kapitel mit der Darstellung der Interaktion von Schaufelreihen und der aerodynamischen Betriebsgrenze eines Verdichters (4D).

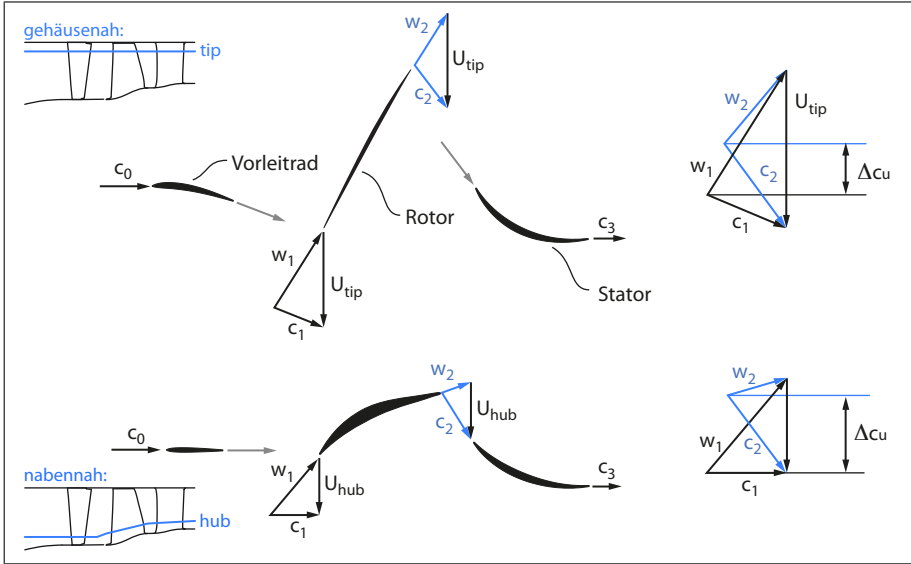
### 2.1 Verdichterstufe

Verdichter führen, durch die Umlenkung der Strömung im Rotor, dem Fluid Energie zu. Abbildung 2.1 stellt die Geschwindigkeitsdreiecke für zwei radiale Positionen exemplarisch dar. Bei der Auslegung der Verdichterbeschaufelung wird im Allgemeinen auf einen radial gleichmäßigen Arbeitseintrag geachtet, damit im Mehrstufenverband die nachfolgende Rotorschaukel eine ebenfalls gleichmäßige Zuströmung erfährt. Die Auslegung auf Basis des »radialen Gleichgewichts« fordert im nabennahen Schnitt – bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten – eine große Umlenkung. Wegen der höheren Umfangsgeschwindigkeit in Gehäusenähe muss die Strömung hier weniger umgelenkt werden.

---

<sup>3</sup> Weitere Informationen finden sich in den Büchern von Böles [16] und Cumpsty [22].

<sup>4</sup> Die Bezeichnung der Stufe lautet: IGV-1, Rotor-5, Stator-3



**Abbildung 2.1:** Geschwindigkeitsdreiecke für gehäuse- und nabennahe Profilschnitte eines anderthalbstufigen transsonischen Verdichters

Die vereinfachte Form der »Eulerschen Turbinengleichung« (Gl. 2.1, *Cumpsty* [22]) stellt einen Zusammenhang zwischen Strömungsumlenkung ( $\Delta c_u$ ), Rotorumfangsgeschwindigkeit ( $U$ ) und Energieeintrag ( $\Delta h_t$ ) in die Strömung her.<sup>5</sup>

$$\Delta h_t = U \cdot \Delta c_u \quad (2.1)$$

Ähnlich einem Flugzeugflügel ist auch für Rotoren keine beliebig hohe Umlenkung der Strömung möglich. Ist die gewünschte Umlenkung zu groß, folgt die Strömung nicht mehr der Profilform, sondern löst ab. Dieses Phänomen wird im später folgenden Abschnitt »Aerodynamische Betriebsgrenze« eingehender beschrieben. Bei maximal möglicher Umlenkung ( $\Delta c_{u, \max}$ ) der Strömung kann die Forderung nach hoher Leistungsdichte (maximales  $\Delta h_t$ ) von Flugtriebwerken also nur noch durch die Steigerung der Rotorumfangsgeschwindigkeit  $U$  erfüllt werden.

Die hohe Umfangsgeschwindigkeit der Rotoren führt zu einer supersonischen Anströmung der Profile auf den äußeren Radien, wohingegen nabennahe Profilschnitte

<sup>5</sup> Dabei wird vereinfachend von einer reibungsfreien und adiabaten Gehäusewand mit konstantem Radius ausgegangen.

noch subsonisch angeströmt werden. Die Machzahl ( $M$ , Gleichung 2.2) ist die dominierende aerodynamische Kennzahl bei transsonischen Verdichtern und muss deswegen bei der experimentellen Untersuchung beachtet werden. Sie beschreibt das Verhältnis zwischen Schallgeschwindigkeit ( $a$ ) und einer charakteristischen Geschwindigkeit ( $w$ ).

$$M = \frac{w}{a} \quad \text{mit} \quad a = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T} \quad (2.2)$$

## 2.2 Kennfeld

Zur integralen Beschreibung des Verdichters werden charakteristische Größen in Kennfeldern einander gegenübergestellt. Abbildung 2.2 zeigt das Kennfeld des untersuchten anderthalbstufigen Verdichters. Die integralen Kenngrößen Totaldruckverhältnis ( $\Pi_t$ , Abb. 2.2 A) und isentroper Wirkungsgrad ( $\eta_{is}$ , Abb. 2.2 B, Gl. 2.3) sind für verschiedene bezogene Rotordrehzahlen ( $N_{bez}$ , nach Gl. 2.5) über den reduzierten Massenstrom ( $\dot{m}_{red}$ , nach Gl. 2.4) aufgetragen.<sup>6</sup> Dadurch ist das Kennfeld unabhängig von den Eintrittsbedingungen (Druck ( $p_{t,o}$ ), Temperatur ( $T_{t,o}$ ) und relative Luftfeuchte ( $\varphi$ )).<sup>7</sup>

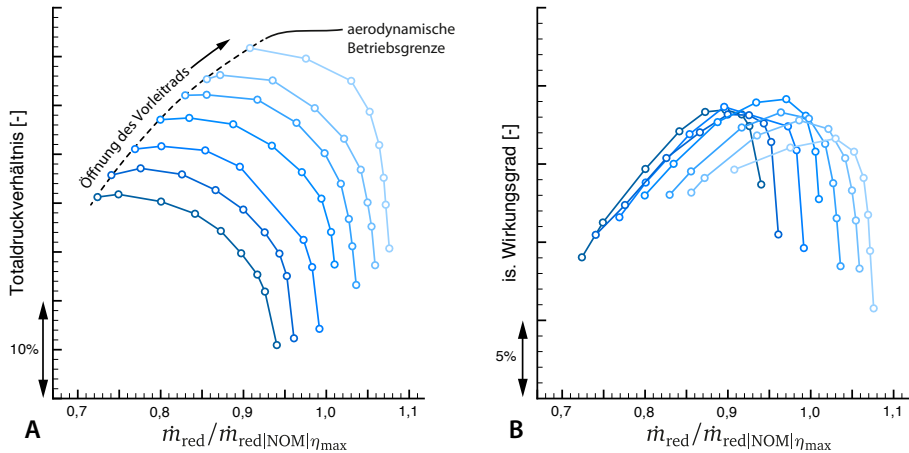
$$\eta_{is} = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot T_{t,ein} \cdot \left( \Pi_t^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}{P_{zu}} \quad \text{mit} \quad \Pi_t = \frac{p_{t,aus}}{p_{t,ein}} \quad (2.3)$$

$$\dot{m}_{red} = \dot{m} \cdot \frac{1}{p_{t,o} \cdot A} \cdot \sqrt{\frac{T_{t,o} \cdot R}{\kappa}} \quad (2.4)$$

$$N_{bez} = N \cdot \sqrt{\frac{\kappa_{ISA}}{\kappa} \frac{R_{ISA}}{R} \frac{T_{ISA}}{T_{t,o}}} \cdot \underbrace{\sqrt{\frac{1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot M^2}{1 + \frac{\kappa_{ISA}-1}{2} \cdot M_{ISA}^2}}}_{\approx 1} \quad (2.5)$$

<sup>6</sup> Diese Parameter repräsentieren eine axiale und rotatorische Machzahl ( $M_{ax}$ ,  $M_u$ ) und sorgen so für die Machsche Ähnlichkeit der dargestellten Kenngrößen im Sinne der Dimensionsanalyse. Die Definitionen der Variablen sind der Nomenklatur zu entnehmen.

<sup>7</sup> Durch das Einführen der Feuchte in die Machsche Ähnlichkeitsbeziehung entsteht ein zusätzlicher Term, dieser wird im Folgenden vernachlässigt. Der dadurch maximal mögliche Fehler beträgt 0,2 ‰. Die Referenz-Atmosphäre besitzt den Zustand:  $p_{t,ISA} = 101350 \text{ Pa}$ ;  $T_{t,ISA} = 288 \text{ K}$  und  $R_{ISA} = 287,05307 \text{ J/kgK}$ . Die Definitionen der Variablen sind der Nomenklatur zu entnehmen.



**Abbildung 2.2:** Kennfeld der IGV-1/Rotor-5/Stator-3 Verdichterstufe bei Auslegungsdrehzahl für verschiedene Vorleitradstellungen: A) Totaldruckverhältnis, B) isentroper Wirkungsgrad

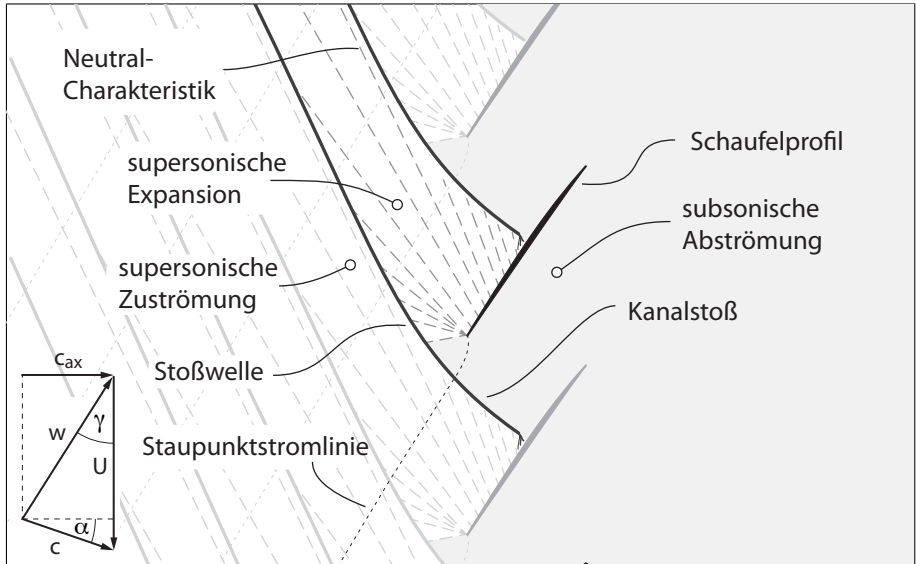
Das Kennfeld zeigt den Einfluss der Vorleitradstellung auf den Druckaufbau des Verdichters bei konstanter Drehzahl. Im Betrieb wird das Vorleitrad dazu genutzt den Betriebspunkt des Triebwerks einzustellen. Durch das »Öffnen« des Vorleitrads wird der Vordrall der Strömung verringert. Dies führt zu erhöhter Umlenkung im Rotor und somit zu einem größeren Totaldruckaufbau. Der linke Rand jeder Drehzahllinie wird als Stabilitätsgrenze bezeichnet und ist der Betriebspunkt mit dem geringstmöglichen Massenstrom.

Wird der Massenstrom weiter verringert, treten instationäre, aerodynamische Instabilitäten auf, die den Verdichter im schlimmsten Fall an seine mechanischen Belastungsgrenzen führen und zerstören können. Die Steigung einer Kennlinie nimmt von einem fast senkrechten Verlauf bei hohen Massenströmen hin zur Stabilitätsgrenze sukzessive ab. Dies beruht auf der sich verändernden Passagenströmung, die im folgenden Abschnitt skizziert wird.

### 2.3 Passagenströmung

Das Strömungsfeld in der Verdichterpassage hängt im wesentlichen von Zustrommachzahl ( $M_w$ ) und Anstellwinkel des Vorleitrads ( $\alpha$ ) ab. Der folgende Abschnitt behandelt nur die transsonische Strömung im gehäusenahen Bereich des Rotors,



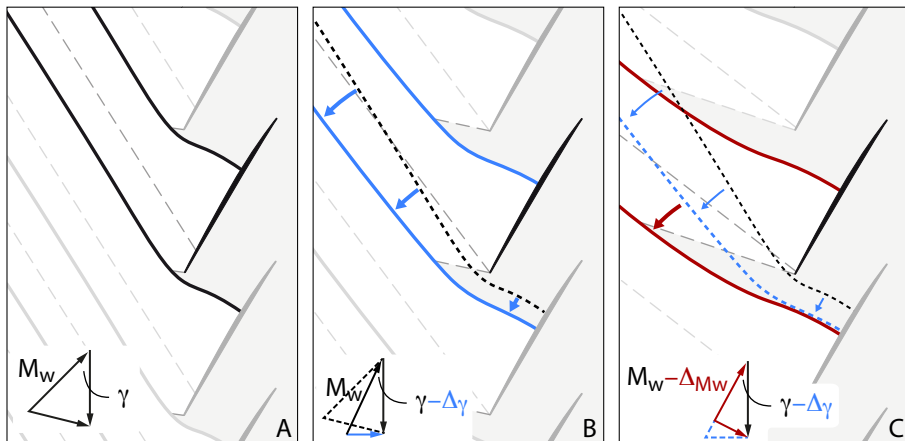


**Abbildung 2.3:** Vereinfachte Darstellung der zweidimensionalen transsonischen Rotorpassagenströmung ohne Sekundärströmung  
(nach Böls, Cumpsty und Grieb [16, 22, 36])

da diese maßgeblich für den Wirkungsgrad und die Stabilität der hier behandelten Stufe verantwortlich ist, wie die später vorgestellten Untersuchungen zeigen. Abbildung 2.3 zeigt eine Skizze der Strömungszustände in den supersonischen Schaufelbereichen, hier ohne Viskositäts- und Spalteffekte. Alle grundlegenden Darstellungen sind im Relativsystem des Rotors und aus Gründen der Übersichtlichkeit in zweidimensionaler Weise gezeigt.

Trotz subsonischer Zuströmung ( $c$ ) ergibt sich aufgrund der hohen Umfangsgeschwindigkeit ( $U$ ) eine supersonische Strömungsgeschwindigkeit ( $w$ ) im Relativsystem des Rotors. Wie Abbildung 2.3 zu entnehmen ist, passiert eine Stromlinie mehrere Stoßwellen vorangegangener Schaufelpassagen, bevor sie schließlich die Passage durchströmt. Verläuft die Stromlinie nahe einer Rotorschaukel, so wird sie zuerst durch die Stoßwelle der voreilenden Schaukel in den Unterschall verzögert, bevor sie durch eine Prandtl-Meyer-Expansion wieder in den Überschall beschleunigt wird. Nach dem Durchqueren des Kanalstoßes verlässt die Strömung die Schaufelpassage subsonisch.

Bei der Variation von Zuströmmachzahl oder Anstellwinkel verändern sich zusammen mit der Profilbelastung auch Stoßstärke, -winkel und -position. Zur Veranschau-



**Abbildung 2.4:** Einfluss der Variation von Zuströmwinkel  $\gamma$  und Zuströmmachzahl  $M_w$  auf die Stoßlage in einer transsonischen Verdichterpassage (nach Böls [16])

lichung zeigt Abb. 2.4 die Veränderung der Passagenströmung bei der Variation eines einzelnen Parameters. Ausgangsbasis ist die Zuströmmachzahl  $M_w$  und der Zuströmwinkel  $\gamma$  in Abb. 2.4 A.

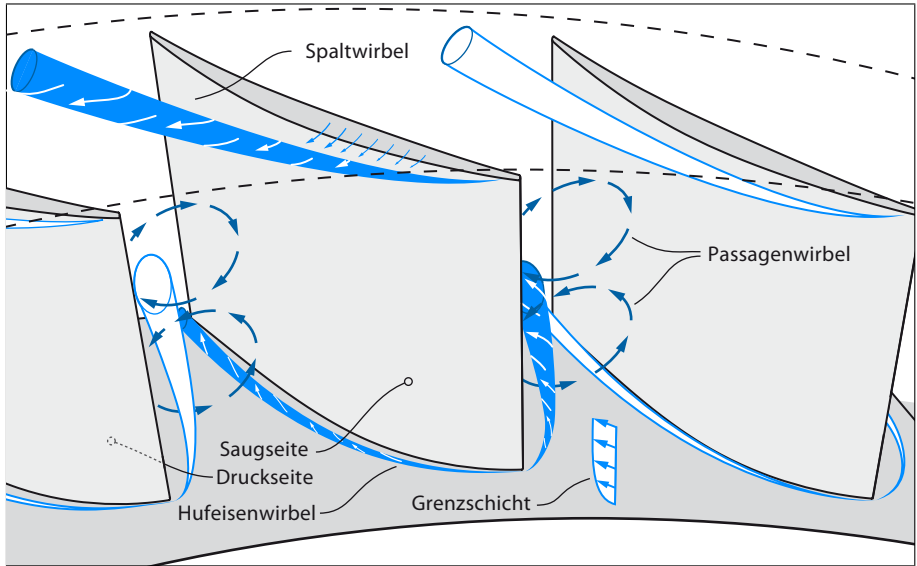
Eine Reduktion des Vordralls ( $\gamma - \Delta\gamma$ ) bei konstanter  $M_w$  geht mit einer Reduktion des Anstellwinkels und Reduktion von  $c_{ax}$  einher. Dadurch verschiebt sich der gesamte Stoß stromauf und die Pfeilung nimmt ab (Abb. 2.4 A→B) .

Wird  $M_w$  bei konstantem Zuströmwinkel reduziert (Abb. 2.4 B→C), nimmt die Pfeilung noch weiter ab.

Die Verdichtungsstöße erklären auch den nahezu senkrechten Verlauf der Verdichterkennlinie im Bereich hoher Massenströme. Dieser entsteht durch die »Versperrung« des engsten Querschnitts. Der Massenstrom kann nun nicht weiter erhöht werden, weil der größtmögliche Massenstrom durch den engsten Querschnitt erreicht wurde (vgl. *Spurk* [84]). Aufgrund der radialen Variation der Strömungsgeschwindigkeit tritt das Sperren nicht über die gesamte Schaufelhöhe gleichzeitig auf, sodass die Kennlinien nicht sofort in eine senkrechte Linie übergehen.

## 2.4 Sekundärströmung

In der Literatur hat sich keine einheitliche Definition der Sekundärströmung herausgebildet, vielmehr ist »Sekundärströmung« ein Sammelbegriff für unbeabsichtigte



**Abbildung 2.5:** Skizze zur Darstellung der Sekundärströmungseffekte: Hufeisen- und Passagenwirbel sowie Spaltwirbel (nach Kang et al. [55] und Delery [26])

Strömungseffekte. Abhängig vom Detailgrad des Auslegungsprozesses werden bestimmte Strömungseffekte nicht berücksichtigt oder nur unzureichend erfasst und können so bei der Auslegung nicht berücksichtigt werden. Beispielsweise kann eine 2D-Auslegung keine Längswirbel durch die Passage (3D-Strömungseffekt) berücksichtigen. Wird eine Verdichterstufe mit einem 3D-Verfahren ausgelegt, können keine instationären Effekte (4D, z.B. zeitliche Fluktuation des Verdichtungsstoßes) aufgelöst werden. Die folgende Beschreibung beschränkt sich auf die zwei dominanten Effekte des hier untersuchten Verdichters (Abb. 2.5).

### Passagenwirbel

Der durch die Profilierung erzeugte Druckgradient in der Schaufelpassage erzeugt in der Strömungsgrenzschicht an den Endwänden und Profilen eine Strömung quer zur Haupttrichtung. An Nabe und Gehäuse strömt die Grenzschicht in Richtung der Saugseite. An den Schaufeloberflächen ergibt sich dann eine Strömung hin zur Kanalmitte.

Die Ausprägung der einzelnen Wirbel hängt stark von Betriebspunkt, Profilierung und Schaufelform ab.

## Hufeisenwirbel

An den Endwänden des Verdichters trifft die Gehäusegrenzschicht auf die Schaufelvorderkante. Durch das Potentialfeld der Schaufel bildet sich eine Rezirkulationszone aus, die auf beiden Seiten des Profils abschwimmt. Der druckseitige Ast des Hufeisenwirbels wird vom Passagenwirbel zur Saugseite getragen. Die Interaktion der Wirbel ist, genau wie die Ausprägung des Passagenwirbels, nicht allgemein beschreibbar, sondern abhängig von Geometrie und Betriebspunkt des Verdichters.

## 2.5 Spaltströmung

Der Spalt zwischen Rotor und Gehäuse lässt Fluid von der Profildruckseite zur Saugseite fließen.<sup>8</sup> Dieses rollt sich zunächst nahe der Saugseite auf und wird dann von der Hauptströmung durch die Passage getragen. Abhängig vom Druckgefälle über den Spalt und dem Geschwindigkeitsfeld in der Passage kann die Spaltströmung aber auch weiter in die Passage eindringen. Der Strömungsvektor der Spaltströmung steht in erster Näherung senkrecht zur Schaufeloberfläche und besitzt somit keinen Impuls in Hauptströmungsrichtung. Dieser wird durch die Hauptströmung aufgebracht [46].

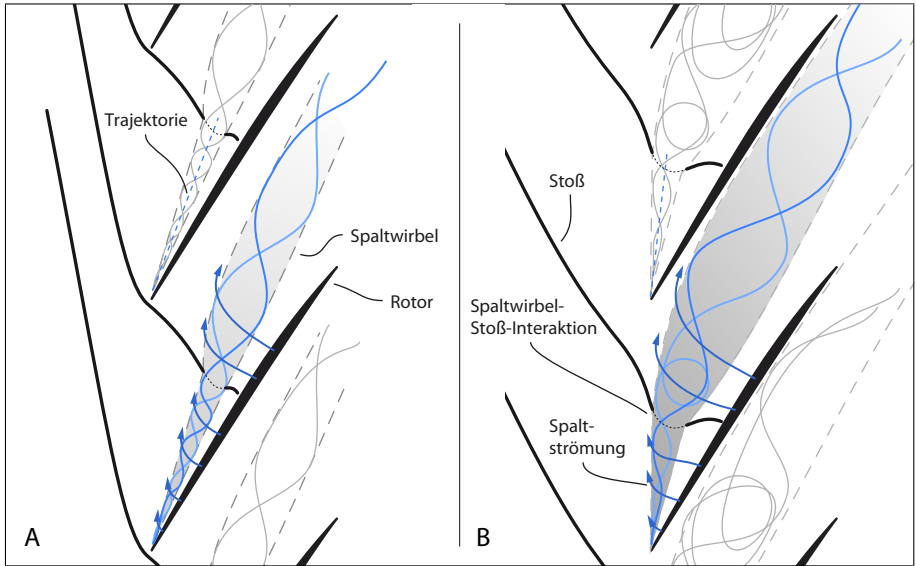
Im Falle von transsonischen Verdichtern passiert der Wirbel einen Verdichtungsstoß, bevor er in den Schaufelkanal gelangt. Die Interaktion zwischen Stoß und Spaltwirbel führt zu einer Veränderung der Wirbelstruktur. Abbildung 2.6 stellt die Struktur des Spaltwirbels abhängig vom Betriebspunkt schematisch dar. Untersuchungen von *Thomer et al.* zeigen, dass es hierbei in gewissen Fällen zum »Aufplatzen« des Wirbels (*vortex breakdown*) kommen kann [86]. Die Einflussparameter sind die Machzahl der Zuströmung und die Zirkulation des Wirbels, wobei niedrige Machzahlen und hohe Zirkulation das Aufplatzen begünstigen. Durch die Spaltwirbel-Stoß-Interaktion verändert sich die Struktur des Wirbels, es bleibt aber weiterhin ein Wirbel erkennbar.

Findet eine starke Interaktion zwischen Wirbel und Stoß statt, kommt es zum Aufplatzen des Spaltwirbels. Stromab des Interaktionspunkts bildet sich nun ein großes Gebiet hochturbulenter Strömung aus. Die dadurch entstehende Blockage der Hauptströmung benutzen *Hoeger et al.*, um die steigenden Verluste nahe der Stabilitätsgrenze zu modellieren [46].

Mit Hilfe detaillierter numerischer Simulationen nahe der Stabilitätsgrenze weist *Hofmann* einen Zusammenhang zwischen Spaltwirbel-Stoß-Interaktion und Blockage nach [47]. Durch die Variation des Schaufelspaltens kann *Hofmann* zeigen,

---

<sup>8</sup> Dieser Effekt tritt ebenfalls bei Statoren in *cantilever*-Bauweise auf. Hier befindet sich ein Spalt zwischen Statorschaufel und Nabe. Der in dieser Arbeit eingesetzte Stator-3 besitzt gehäuse- und nabenseitig Plattformen, sodass hier keine Spaltwirbel auftreten können.



**Abbildung 2.6:** Spaltströmung und Wirbel-Stoß-Interaktion für zwei Betriebspunkte:  
A) Auslegungspunkt, B) angedrosselt  $\dot{m}_A > \dot{m}_B$

dass die Interaktion nahe der Stabilitätsgrenze dazu führt, dass die Spaltströmung nicht mehr durch die Passage strömt, sondern auf die Druckseite der nacheilenden Passage trifft.

Numerische Simulationen von *Hah et al.* zeigen, dass die Strömung nicht mehr ohne weiteres als stationär angenommen werden kann [39]. Die blockierte Passage führt zu einer Deformation des Stoßes. Diese Störung breitet sich über den gesamten Umfang des Rotors aus, führt aber noch nicht zur Verdichterinstabilität. Die Variation der Stoßlage und die damit einhergehende Änderung der Profildruckverteilung führt zu einem zeitlich veränderlichen Spaltdruckgefälle. Die daraus resultierende Oszillation der Spaltwirbeltrajektorie verstärkt die Inhomogenität der Störung.

Die Untersuchungen von *Bergner* an einem einstufigen transsonischen Verdichter zeigen den Zusammenhang zwischen der Oszillation des Stoßes und einer geänderten Spaltwirbeltrajektorie [8]. Durch den Einsatz von *Casing Treatments*<sup>9</sup> kann in den experimentellen Untersuchungen von *Müller* die Blockage-Wirkung

<sup>9</sup> Als strukturierte Gehäusewände (engl. *Casing Treatment*) werden alle Gehäuseinnenseiten bezeichnet, die von der üblichen »glatten« Bauweise abweichen. Sie dienen zur gezielten Beeinflussung der Spaltströmung.

des Spaltwirbels reduziert werden. Es kann also davon ausgegangen werden, dass durch die Kontrolle der Spaltwirbel-Stoß-Interaktion und die damit einhergehende Blockage der Arbeitsbereich erweitert und der Wirkungsgrad verbessert werden können [71]. Eine Vielzahl von experimentellen und numerischen Untersuchungen unterstützen diesen Zusammenhang [9, 12, 32, 38]. Das von *Vo et al.* auf Basis von numerischen Simulationen entwickelte Kriterium zur Erkennung von *Spike-Type-Stall* (siehe Abschnitt 2.8) basiert ausschließlich auf der Betrachtung der Spaltströmung [90] und ist durch *Bergner* experimentell an einem einstufigen transsonischen Verdichter nachgewiesen [10]. Die Betrachtung des Spaltwirbels und dessen Verhalten bei unterschiedlichen Betriebspunkten ist somit für die Erforschung der Verdichterinstabilität hilfreich.

## 2.6 Schaufelnachläufe

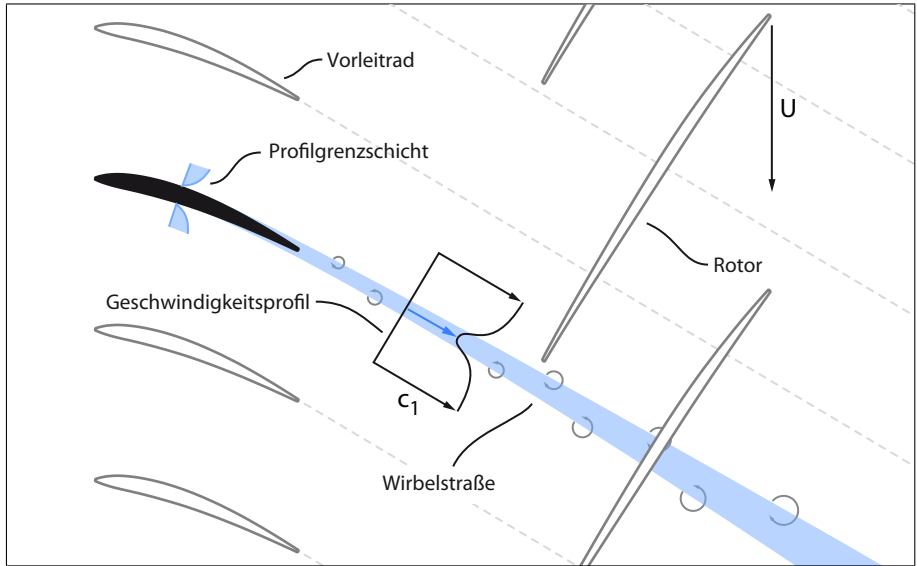
Hinter einem umströmten Schaufelprofil laufen die Grenzschichten von Druck- und Saugseite zusammen (Abb. 2.7). Zeitlich gemittelt ergibt sich hieraus eine sog. Nachlaufdele [79] im Totaldruckprofil. Außerdem ist der Turbulenzgrad des Nachlaufs im Vergleich zur Hauptströmung höher. Untersuchungen hinter einem Verdichterroter von *Hathaway et al.* deuten allerdings darauf hin, dass die zeitlich gemittelte Betrachtung der räumlichen und zeitlichen Struktur des Nachlaufs nicht gerecht wird [43], vielmehr besteht der Nachlauf aus einer Wirbelstraße.

Optische Messungen von *Gorrell et al.* bestätigen *Hathaways* Annahme. Sie zeigen, dass sich gegenläufig rotierende Wirbel von Saug- und Druckseite abwechseln. Zeitlich aufgelöste numerische Simulationen von *List et al.* deuten außerdem auf einen klaren Zusammenhang zwischen Wirbelstärke im Schaufelnachlauf und der aerodynamischen Belastung des Profils hin [33, 60].

## 2.7 Interaktion von Schaufelreihen

Die in den vorangegangenen Abschnitten beschriebenen Strömungsvorgänge interagieren über die Grenzen der Schaufelreihe hinaus mit der Strömung in anderen Schaufelreihen. Diese Interaktion geschieht sowohl stromauf als auch stromab. Stromauf erfolgt die Interaktion im subsonischen Fall durch die Potentialfelder der Rotorschaukel. Bei transsonischen Verdichtern sind Verdichtungsstöße für die Interaktion verantwortlich. Stromab beeinflussen sich die Schaufelreihen durch Potentialfelder und zusätzlich durch Schaufelnachläufe.

Die Untersuchung der aerodynamischen Interaktion zwischen Schaufelreihen gestaltet sich sowohl numerisch als auch experimentell schwierig, da die Strömung vom stationären ins rotierende System verfolgt werden muss.



**Abbildung 2.7:** Schaufelnachlauf des Vorleitrads und dessen Auswirkung auf die Rotorbelastung

Die Effekte der Interaktion durch Potentialfelder sind gegenüber den Effekten durch Stöße und Schaufelnachläufe geringer, weil die Wirkung des Potentialfelds exponentiell mit dem Abstand der Schaufelreihen abnimmt [66]. Im Folgenden wird deswegen vor allem auf die Interaktion durch Verdichtungsstöße und Schaufelnachläufe eingegangen.

Das Geschwindigkeitsdefizit im Profilauf führt zu einer kurzzeitigen Anstellwinkelerhöhung im Relativsystem des Rotors (Abb. 2.8). Am *Stage Matching Investigation* Prüfstand untersucht eine Forschergruppe um Gorrell die Auswirkung eines transsonischen Verdichterrotors auf die Umströmung einer stromauf liegenden Schaufelreihe [34]. Optische Untersuchungen von *Estevadeordal et al.* lassen eine Synchronisierung des Wirbelabwurfs im Profilauf des Vorleitrads mit den Verdichtungsstößen des Rotors erkennen [29–31]. Numerische Simulationen von *Gorrell et al.* zeigen gleiche Effekte. Die Wirbel entstehen sowohl an symmetrischen wie auch an gekrümmten Profilen. Durch die Interaktion mit dem Verdichtungsstoß wird die Profildruckverteilung des Vorleitrads geändert oder sogar umgekehrt. Kurzzeitig steigt der Druck auf der Saugseite über den der Druckseite, was zu einer Umkehr der Zirkulation führt.





einen negativen Freistrahle (*negative-jet*). Dieser transportiert Fluid von der Saugseite zur Druckseite. Experimentelle Ergebnisse von *Sanders et al.* [78] und *Mailach et al.* [64, 65] zeigen diesen Effekt übereinstimmend. Neben der Hauptströmung wird hierbei auch die Grenzschichtentwicklung auf den Schaufelprofilen beeinflusst und führt zum Umschlag von laminarer zu turbulenter Grenzschicht. Gleichzeitig kann der erzwungene Umschlag auch zur Relaminarisierung kurz hinter dem Interaktionspunkt führen, wie die Messungen von *Mailach et al.* zeigen [62].

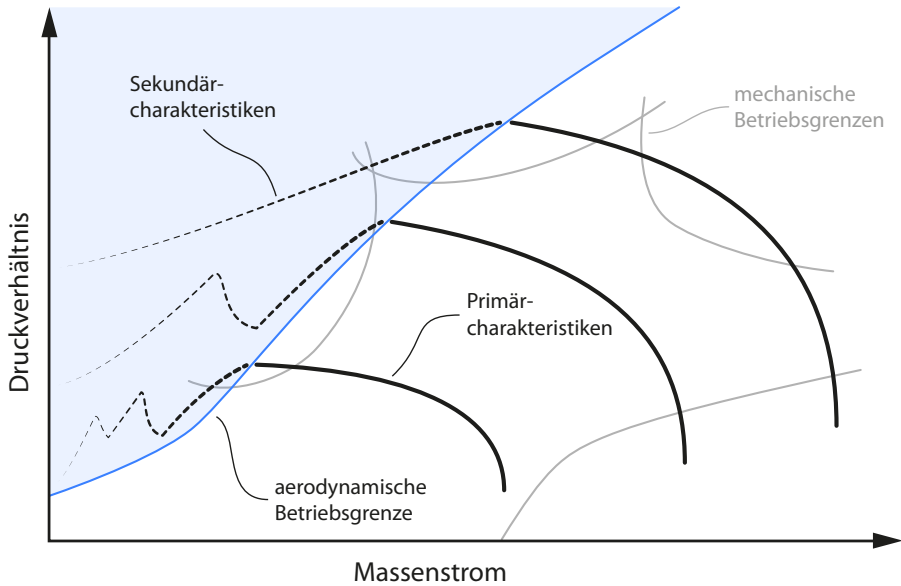
Neben der Interaktion mit der Grenzschicht beeinflusst der Nachlauf auch die Bildung und Entwicklung des Spaltwirbels. Erste Untersuchungen an subsonischen Verdichtern von *Mailach et al.* zeigen eine deutlich veränderte Struktur gegenüber Messungen an einstufigen Verdichtern [63]. Die Spaltwirbel eines isolierten Rotors breitet sich im Allgemeinen in jeder Passage gleichförmig aus und haben eine konische Form. Die Messungen von *Mailach et al.* zeigen ein »Ausbeulen« des Spaltwirbels. Diese wellenförmige Deformation wird durch die Interaktion mit den Nachläufen der stromauf liegenden Schaufelreihe verursacht. Weitere experimentelle Untersuchungen eines mehrstufigen Axialverdichters von Niehuis, Hoynacki und Bohne zeigen, die Entstehung von Eckenablösungen, die durch den Nachlauf des stromauf liegenden Stators verursacht werden können [14, 15, 50, 75]. Außerdem zeigen die Ergebnisse, dass sich die Nachläufe der einzelnen Schaufelreihen nur langsam ausmischen.

## 2.8 Aerodynamische Betriebsgrenze

Die Betriebsgrenze eines Verdichters wird durch unterschiedliche physikalische Parameter beeinflusst (Abb. 2.9). Die aerodynamischen und strukturdynamischen Kenngrößen limitieren hierbei den möglichen Betriebsbereich des Verdichters auf unterschiedliche Art und Weise, z. B. durch maximalen Druckaufbau oder mechanische Belastung.

Folgend wird der Wissensstand zur aerodynamischen Betriebsgrenze eines transsonischen Verdichterrotors zusammengefasst. Die mechanische Betriebsgrenze wird in dieser Arbeit nicht untersucht. Allerdings ist die Überwachung der mechanischen Belastung für die sichere Durchführung der aerodynamischen Untersuchungen wichtig. Damit kein mechanisches Versagen auftritt, muss sichergestellt werden, dass die mechanische Betriebsgrenze nicht überschritten wird (vgl. Abschnitt 3.3.4).

Bei bestimmten Betriebsbedingungen kann in Turbotriebwerken nach dem Überschreiten der aerodynamischen Betriebsgrenze ein verdichterinduziertes instabiles Betriebsverhalten auftreten. Dieser nicht erwünschte Betriebszustand kann z. B. durch Inhomogenitäten in der Zuströmung oder abrupte Änderung des Arbeitspunkts entstehen und führt im schlimmsten Fall zur Zerstörung des Triebwerks.

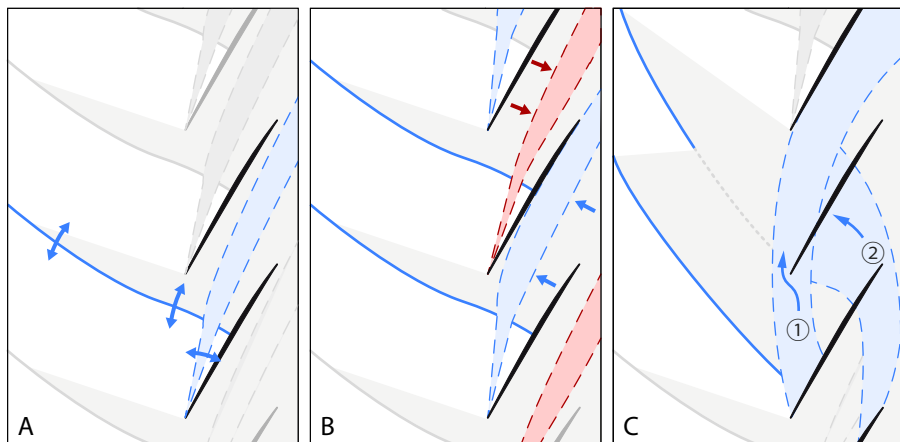


**Abbildung 2.9:** Schematische Darstellung eines Kennfelds mit aerodynamischen und mechanischen Betriebsgrenzen

Dabei bricht, zunächst in einzelnen Schaufelpassagen des Verdichters, teilweise das Strömungsfeld zusammen. Der Verdichter kann nun nicht mehr den gewünschten Druckaufbau leisten (siehe »Sekundärcharakteristik« in Abb. 2.9). Werden die Betriebsparameter nun nicht angepasst, reduziert sich der Druckaufbau immer weiter [25]. Der aerodynamische Vorgang beim Erreichen der Verdichterbetriebsgrenze wird allgemein als Verdichterinstabilität (*compressor instability*) bezeichnet. Diese tritt in einstufigen Hochdruckverdichtern oft in Form von sog. *rotating stall* auf.

An dieser Stelle sei allerdings darauf verwiesen, dass sowohl die Ausdrücke »Instabilität« wie auch *stall* (engl. für Strömungsabriss) für die Beschreibung der Rotorströmung nahe der Stabilitätsgrenze irreführend sind, da die Vorgänge deutlich komplexer und nicht alleine durch das zweidimensionale Modell der Grenzschichtablösung zu erklären sind. Die Instabilität des Betriebszustands ist lokal begrenzt. Der Verdichter erreicht nach dem Überschreiten der Betriebsgrenze schließlich erneut einen stabilen Zustand. Nur einzelne Passagen weisen lokal begrenzte, chaotische Strömungsvorgänge auf [67].

Folgend wird deswegen auf die Bezeichnung »Stabilitätsgrenze« verzichtet. Analytische und numerische Untersuchungen der Verdichterbetriebsgrenze zeigen, dass



**Abbildung 2.10:** Schematische Darstellung der Passagenströmung nahe der Stabilitätsgrenze: A) Fluktuation von Spaltströmung und Verdichtungsstoß, B) Rotierende Störungen der Spaltströmung, C) Zusammenbruch der Passagenströmung

trotz der chaotischen Strömungen im Verdichter das Verhalten des gesamten Verdichters durch eine einfache Stabilitätsanalyse beschrieben werden kann [35, 68, 70]. Für die erfolgreiche Entwicklung von Verdichterstufen ist allerdings nicht die Beschreibung des Verhaltens jenseits der Betriebsgrenze wichtig, sondern die genaue Vorhersage deren Lage im Kennfeld. Wie schon bereits von *Kline* 1959 vermutet, kann die Betriebsgrenze eines Verdichters nicht durch die Ablösung der Grenzschicht erklärt werden [56].

Erste numerische Simulationen von *Ismael et al.* zeigen, dass die Interaktion der Schaufelpassagen eine wichtige Rolle für den Zusammenbruch der Passagenströmung spielt [52]. Die Rotorspaltströmung, und im transsonischen Fall deren Interaktion mit dem Passagenstoß, werden von zahlreichen Autoren als Indikatoren für den Betriebszustand des Verdichters genutzt (vgl. *McDougall et al.* [69], *He et al.* [44], *Hoying et al.* [49], *Hah et al.* [40], *Vo et al.* [90]).

Die Untersuchung der gehäusenahen Strömung ist aber nur dann sinnvoll, wenn der Zusammenbruch der Rotorpassagenströmung von der Schaufelspitze ausgeht. In diesem Fall wird das Verhalten des Rotors als »tip-kritisch« bezeichnet.

Phänomene und Strukturen der Passagenströmung tip-kritischer Rotoren können genutzt werden, um den Abstand zur Betriebsgrenze eines transsonischen Verdichters abzuschätzen. Abbildung 2.10 fasst die Hauptmerkmale zusammen. Befindet sich der Betriebspunkt nahe des Auslegungspunkts (Abb. 2.10 A), treten lediglich leichte

Oszillationen der Spaltwirbeltrajektorie und des Stoßes auf. Die Amplituden dieser Störung nehmen zu, je näher der Betriebspunkt an der Betriebsgrenze liegt [8, 12]. Die Störungen beeinflussen aber nur eine Passage.

Wird der Verdichter bis kurz vor die Betriebsgrenze weiter angedrosselt, treten Interaktionen zwischen den Passagen auf (Abb. 2.10 B). Die Spaltströmung beeinflusst die Druckseite des nachfolgenden Profils und somit die Spaltströmung und die Entwicklung des Spaltwirbels der nachfolgenden Passage. Das erzeugte Strömungsbild ist instationär und nicht mehr passagenperiodisch [12, 41, 42, 59, 61].

Die Betriebsgrenze ist erreicht, wenn gleichzeitig die folgenden zwei Effekte auftreten (Abb. 2.10 C). Erstens umströmen Teile der Spaltströmung die Vorderkante des nachfolgenden Profils (*spill forward*) und zweitens fließt Spaltströmung stromauf in die folgende Passage und trifft dort die Druckseite des Schaufelprofils (*tip clearance back flow*). Der Austrittswinkel des Spaltwirbels, vor allem aber die Position der Grenzfläche zwischen Spaltströmung und Hauptströmung kann als Indikator für das Erreichen der Betriebsgrenze genutzt werden [18, 37, 69, 71, 90].

Störungen, die vor dem Zusammenbruch der Passagenströmung auftreten, können in zwei Hauptklassen aufgeteilt werden: großskalige modale Störungen und kleinskalige *Spikes*. Diese Aufteilung wird für unterschiedliche subsonische Verdichter von McDougall et al. [69], Camp und Day [17], Day [24] bestätigt.

Modale Störungen sind Umfangsvariationen der Zuströmung (z. B. Winkel oder Geschwindigkeit). Diese Variationen verteilen sich gewöhnlich über den gesamten Umfang.

Als *Spikes* werden kurzzeitige Veränderungen der Passagenströmung (z. B. Stoß- oder Spaltwirbelposition) bezeichnet. Diese Störung tritt immer lokal begrenzt auf und umfasst selten mehr als drei Passagen.

Für die Betriebsgrenze subsonischer Verdichter können Camp und Day einen Zusammenhang zwischen Störungstyp, Rotorinzidenz und Kennlinienverlauf nachweisen. Modale Störungen treten nur auf, wenn die Kennlinie an der Betriebsgrenze horizontal verläuft oder sogar ihr Maximum erreicht hat und wieder sinkt. Wird die Betriebsgrenze mit dem maximalen Druckaufbau erreicht, treten lediglich *Spikes* auf.

Numerische Simulationen eines einstufigen Verdichters durch Chen et al. [18] und Experimente an einem isolierten Verdichterrotor von Gannon und Hobson [32] zeigen ähnliche Effekte für transsonische Verdichter. Modale Störungen können nahe der Betriebsgrenze auftreten, das Zusammenbrechen der Passagenströmung wird aber in den untersuchten Verdichtern immer durch *Spikes* eingeleitet.

# 3 Prüfstand

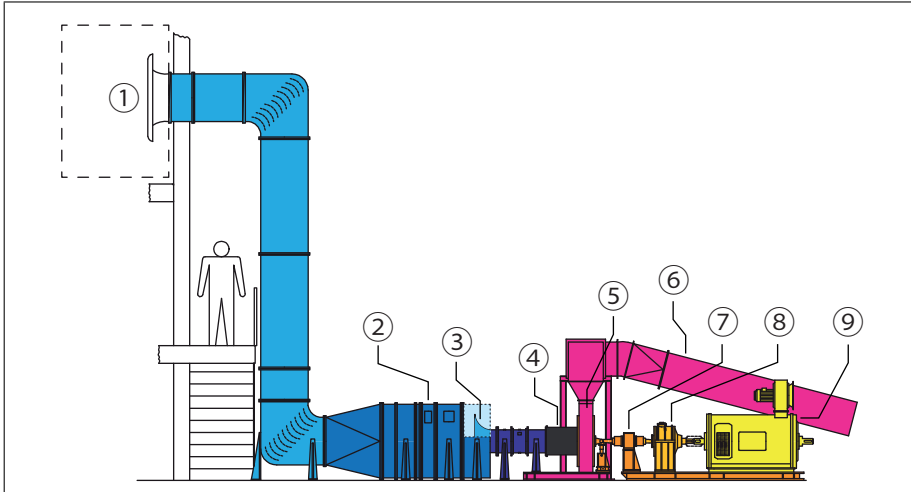
Das folgende Kapitel beschreibt in drei Abschnitten: die Versuchsanlage und deren Infrastruktur, die Verdichterstufe und abschließend die eingesetzte Messtechnik.

## 3.1 Infrastruktur

Alle Experimente dieser Arbeit wurden am Transsonischen Verdichterprüfstand (TSV) der Technischen Universität Darmstadt (TUD) durchgeführt. Dieser wurde 1994 in Betrieb genommen und seitdem sukzessive ausgebaut (*Schulze* [81], *Blaha* [13], *Kablitz* [54], *Bergner* [8], *Müller* [71]).

Der Aufbau des Prüfstands ist in Abb. 3.1 zu sehen. Der offene Kreislauf wird mit Umgebungsluft aus einem Plenum ① oberhalb der Versuchszelle versorgt. Nach dem Eintritt in den Einlauf gelangt die Luft über zwei Krümmer in die Beruhigungskammer ②, wo sie mit Hilfe von Sieben und Wabengleichrichtern homogenisiert wird. Durch eine Düse ③ strömt die Luft in eine gerade Rohrstrecke und trifft dann auf die Verdichterstufe ④. Nach dem Passieren des Verdichters wird die Strömung durch einen Radialdiffusor ⑤ nach außen abgelenkt und durchströmt dann eine Drossel. Hinter dieser gelangt sie über einen Ringsammler in die Abluftstrecke ⑥. Der Verdichter-Rotor ist an eine Messwelle ⑦ angeschlossen, die wiederum über ein Planetengetriebe ⑧ mit einem Gleichstrommotor ⑨ verbunden ist.

Der hier beschriebene Prüfstandsaufbau hat eine maximale Drehzahl von  $20.300 \text{ U/min}$  und kann ein Drehmoment von maximal  $340 \text{ Nm}$  übertragen. Die Regelung der Betriebsparameter (Drehzahl, Drosselstellung sowie Stellung der Vorleiträder) erfolgt manuell durch den Experimentator. Weitere Informationen zum Prüfstand sind in der Dissertation von *Schulze* aufgeführt [81]. Durch den Betrieb im offenen Kreislauf variieren die Einlaufbedingungen des Verdichters. Schwankungen der Einlauftemperatur, -druck oder -feuchte müssen mit Hilfe der Drehzahl bzw. Drosselstellung kompensiert werden, damit die Ähnlichkeit der Strömung erhalten bleibt. Um die Drift des Betriebspunkts minimal zu halten, sollten lange Messzeiten ( $>1 \text{ h}$ ) vermieden werden.



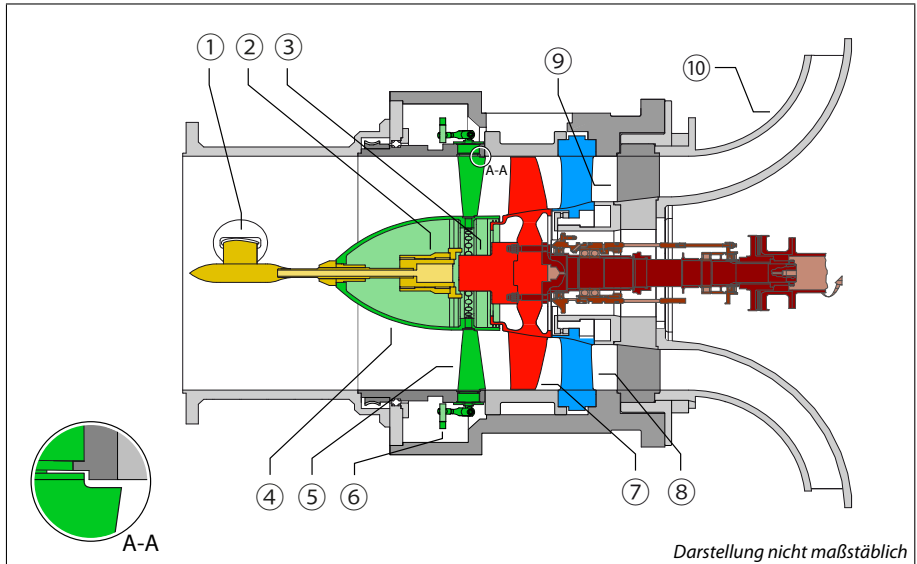
**Abbildung 3.1:** Aufbau des transsonischen Verdichterprüfstands der Technischen Universität Darmstadt: ① Einlauf/Plenum, ② Beruhigungskammer, ③ Düse, ④ Verdichter, ⑤ Radialdiffusor, ⑥ Auslass, ⑦ Drehmoment-Messwelle, ⑧ Planetengetriebe, ⑨ Gleichstrommotor

### 3.2 Forschungsverdichter

Im Rahmen des Forschungsprogramms LuFo IV<sup>10</sup> wurde von Rolls-Royce Deutschland (RRD) ein anderthalbstufiger transsonischer Verdichter ausgelegt. Der Aufbau des Forschungsverdichters ist in Abb. 3.2 zu sehen. Der Forschungsverdichter besteht im wesentlichen aus den drei Baugruppen: Vorleitrad ⑤, Rotor ⑦ und Stator ⑧, die im Folgenden genauer beschrieben werden. Der Auslegungspunkt wurde an die Randbedingungen des Prüfstands angepasst, sodass alle Betriebszustände (maximaler Druckaufbau und maximaler Massenstrom) eingestellt werden können. Gleiches gilt für die Anordnung der Schaufelreihen. Da es wünschenswert ist, die Abströmung jeder Schaufelreihe zu vermessen, musste der Abstand zwischen Vorleitrad, Rotor und Stator untypisch groß gewählt werden.

Die zur Vermessung eines Kennfelds nötige Drossel ist in Abb. 3.2 nicht dargestellt. Sie besteht aus einem verfahrbaren Ring, der über den Auslass des Radialdiffusors ⑩ bewegt wird und so die Austrittsfläche reduziert.

<sup>10</sup> Luftfahrtforschungsprogramm IV des BMWi, Förderkennzeichen 20T0609.



**Abbildung 3.2:** Aufbau des Forschungsverdichters: ① Null-Strut, ② stationäre Telemetrie-Einheit, ③ rotierende Telemetrie-Einheit, ④ Einlaufkonus, ⑤ Vorleitrad, ⑥ Unison-Ring, ⑦ Rotor, ⑧ Stator, ⑨ Outlet-Strut, ⑩ Radial-Diffusor

### Baugruppe: Vorleitrad

Die Vorleitradschaufeln (Abb. 3.2, grün, ⑤) werden außen im Gehäuse und innen durch den Einlaufkonus ④ gelagert. Dieser beinhaltet außerdem die stationäre Antenne der Telemetrie-Einheit (gelb, ②), die für die Überwachung der mechanischen Belastung der Rotorscheufeln eingesetzt wird. Alle Leitschaufeln sind außen über einzelne Hebel mit einem umlaufenden Ring (*unison-ring*, ⑥) verbunden. Mit Hilfe eines Gleichstrommotors kann dieser gegenüber dem Gehäuse verdreht werden, wodurch sich die Anstellung der Vorleitradschaufeln gleichförmig über den Umfang ändert.<sup>11</sup> Mit Hilfe eines Magnetband-Inkrementalgebers wird die Anstellung überwacht.

Die Schaufeln des Vorleitrads sind aerodynamisch und geometrisch geschränkt. Von der Nabe steigt der Abströmwinkel linear um  $16^\circ$  bis zum Gehäuse an. Um die Verdrehung der Schaufeln zu ermöglichen, verläuft die Hinterkante des Vorleitrads nicht bis zur Endwand. Der daraus resultierende Spalt wird als *Penny-Slot* bezeichnet (siehe Ausschnitt A-A in Abb.3.2).

<sup>11</sup> Der Anstellwinkelbereich kann in diesem Aufbau zwischen  $-10^\circ$  und  $45^\circ$  variiert werden.

Die gesamte Baugruppe ist derart gelagert, dass sie gegenüber dem Gehäuse in Umfangsrichtung traversiert werden kann. Dies ist nötig, da einige Messinstrumente fest im Gehäuse verbaut werden müssen. Eine Vermessung des Strömungsfeldes in Umfangsrichtung ist also nur durch die relative Verdrehung (Phasenwinkel) zwischen Vorleitrad und Messsonde möglich.<sup>12</sup>

### **Baugruppe: Rotor**

Der Rotor (Abb. 3.2, rot, ⑦) ist in Integralbauweise gefertigt (*BLISK*). Das Rotorschaukelprofil ist mit einem 3D-Verfahren aerodynamisch optimiert worden (*Improved Diffusion Airfoil, IDA*). Zusätzlich zur Profilgeometrie sind die Endwände der Verdichterstufe nicht-achsensymmetrisch konturiert, um die Sekundärströmung in der Schaukelpassage zu kontrollieren. Acht Schaukeln sind mit jeweils einem Dehnmessstreifen (DMS) instrumentiert. Im Betrieb werden diese durch die rotierende Telemetrieinheit mit Strom versorgt. Die ausgelesenen Spannungen werden digitalisiert und an die stationäre Antenne im Einlaufkonus übertragen.

### **Baugruppe: Stator**

Die einzelnen Schaukeln des Stators (Abb. 3.2, blau, ⑧) sind separat gefertigt und dann in einem Außenring zusammengefügt. Insgesamt sind 8 der 44 Schaukeln instrumentiert. Die Kabel der Instrumentierung verlaufen innerhalb des Gehäuses zu zwei Langlöchern, wodurch sie nach außen und zu den Messgeräten geleitet werden. Ähnlich der Vorleitrad-Baugruppe kann der Stator durch eine Außenverzahnung in Umfangsrichtung traversiert werden.<sup>13</sup> Die Instrumentierung zur Temperatur- und Druckmessung wird im folgenden Abschnitt bzw. Abb. 4.3 erläutert.

## **3.3 Messtechnik**

Die Wahl der geeigneten Messtechnik zur experimentellen Untersuchung – insbesondere von schnelldrehenden Turbomaschinen – stellt immer einen Kompromiss zwischen Messdauer und Präzision der Messung dar. Der folgende Abschnitt stellt die eingesetzte Messtechnik vor.

### **3.3.1 Basisinstrumentierung**

Als Basisinstrumentierung wird jene Instrumentierung bezeichnet, die in der Verdichterstufe fest verbaut ist und so bei jeder Messkampagne zur Verfügung steht.

---

<sup>12</sup> Durch weitere Anbauten ist die Traversierung des Vorleitrads auf 20° begrenzt.

<sup>13</sup> Um das Abscheren der Verkabelung zu verhindern ist die Umfangsbewegung auf drei Statorpas-sagen begrenzt.



Für die Erfassung der Drücke stehen 48 Druckwandler<sup>14</sup> und 32 Temperaturwandler<sup>15</sup> zur Verfügung, welche die Messgrößen als digitale Signale an den Messrechner übermitteln. Durch Schnelkupplungen können für jede Messkampagne unterschiedliche Messpositionen im Prüfstand aufgezeichnet werden.

Mit Hilfe der Drehmoment-Messwelle zwischen Rotor und Getriebe werden Drehzahl und Wellenleistung erfasst. Die Messung der Luftfeuchte erfolgt im Plenum vor dem Eintritt in die Prüfstandszelle. Durch die Basisinstrumentierung können der Massenstrom (real und reduziert), radiale Totaldruck- und Totaltemperaturprofile hinter Rotor und Stator und somit Totaldruckverhältnis und Wirkungsgrad berechnet werden.

Zur Vermessung des Totaldrucks und der Totaltemperatur stromab des Rotors sind jeweils drei Statorschaufeln auf insgesamt 13 radialen Positionen instrumentiert. Hinter dem Stator befinden sich zwei Kämme mit jeweils elf Messpositionen für die Vermessung der Totaltemperatur bzw. des Totaldrucks. Hinter jeder Schaufelreihe wird außerdem der statische Gehäusedruck durch eine 0,5 mm-Bohrung gemessen.

### 3.3.2 Instationärer Wanddruck

Piezoresistive Differenzdruckaufnehmer in der Gehäusewand über dem Rotor ermöglichen die Vermessung des instationären Wanddrucks. Durch die Messung an mehreren axialen Positionen kann das gehäusenahe Druckfeld rekonstruiert werden (siehe *Inoue et al.* [51], *Bergner et al.* [9] und *Biela et al.* [11, 12]). Mit Hilfe eines Triggers auf der Rotorwelle können die Messungen den einzelnen Passagen zugeordnet und phasentreu zeitlich gemittelt werden (*Ensemble*-Mittelung). Das Vorleitrad erzeugt eine Umfangsvariation der Rotorzuströmung. Darum ist es nötig, die Messungen für unterschiedliche Phasenwinkel zwischen Vorleitrad und Sensoren durchzuführen und nach dem Mitteln wieder zusammenzusetzen.

Über dem Rotor folgen die Sensoren in der Gehäusewand der Profilsehne.<sup>16</sup> Stromauf der Vorderkanten und stromab der Hinterkante des Rotors sind die Sensoren axial angeordnet (siehe Abb. 3.3). Die eingesetzten Sensoren<sup>17</sup> besitzen ein lineares Übertragungsverhalten, die Kalibrierung der Sensoren wird statisch durchgeführt. Der *off-set* der Kalibrationsgerade ist allerdings temperaturabhängig und wird für jede Messung neu bestimmt. Während der Messung werden die Sonden mit einer

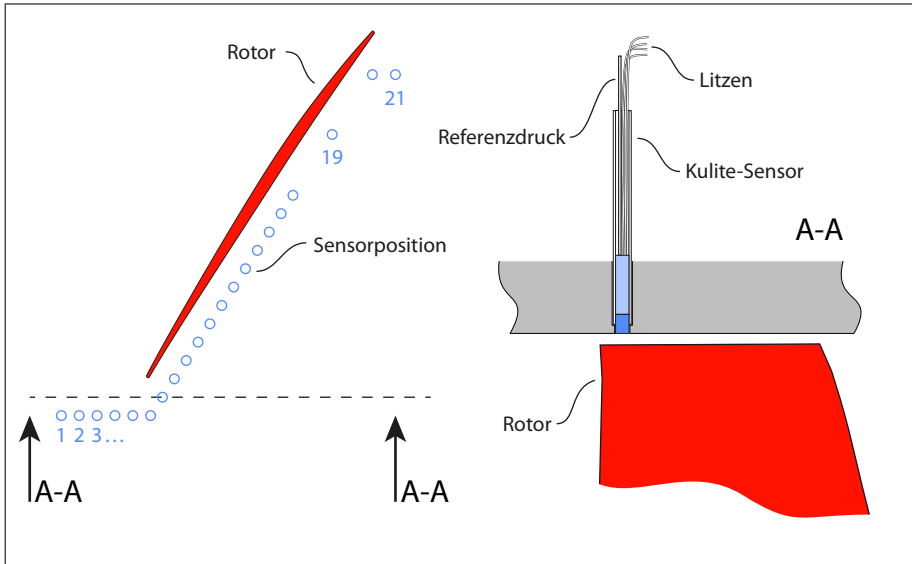
---

<sup>14</sup> Modelle 9116 und 9010 der Firma PSI

<sup>15</sup> Modell 9046 der Firma PSI

<sup>16</sup> Die Positionierung der Sensoren berücksichtigt die im Betrieb auftretende Verformung durch Gas- und Zentrifugalkräfte.

<sup>17</sup> Typ XCS-062-0.35bar-D der Firma Kulite



**Abbildung 3.3:** Skizze der Wanddruckinstrumentierung und ihrer Anordnung im Gehäuse über dem Rotor

Frequenz von 500 kHz abgetastet.<sup>18</sup> Die Eigenfrequenz der Sensormembran liegt fertigungsbedingt in einem Bereich zwischen 130 und 150 kHz. Im Betrieb regt der Verdichtungsstoß diese an, sodass eine Tiefpassfilterung bei 100 kHz nötig ist.

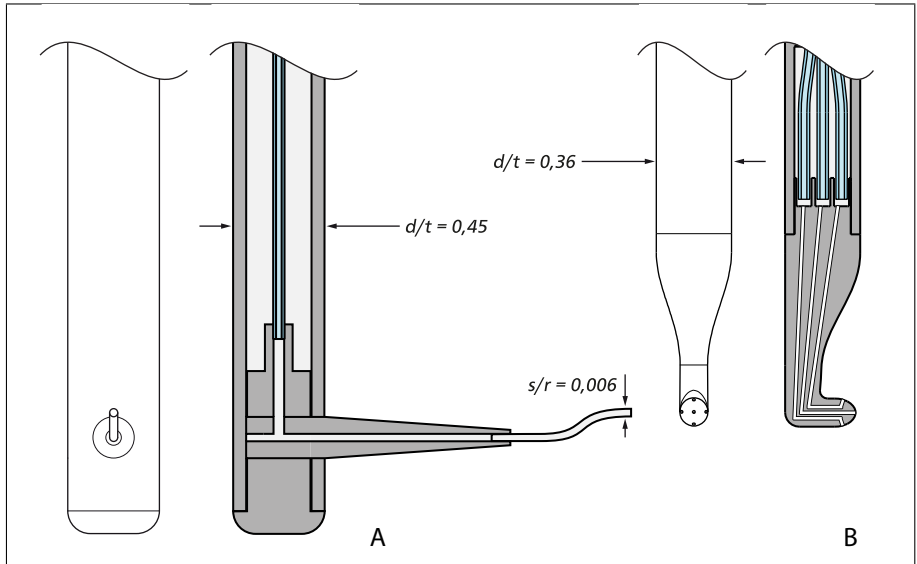
### 3.3.3 Sonden

Durch Bohrungen im Gehäuse können an verschiedenen axialen Positionen Sonden in den Verdichter eingefahren werden. Ein Sondenturm erlaubt das radiale Verfahren und Nachführen des Sondenmesskopfs. Durch die Traversierung der Schaufelreihen wird dann der Phasenwinkel zwischen Stator und Vorleitrad eingestellt. Abbildung 3.4 zeigt die eingesetzten Sondentypen. Beide Sonden bestehen aus einem zylindrischen Schaft, an dessen Ende der Sondenkopf befestigt ist.

#### Grenzschichtsonde

Der Kopf der Grenzschichtsonde (GSS) besteht aus einem Kegel, dessen Ende in ein Röhrchen übergeht. Durch den S-Schlag des Röhrchens sind auch Messungen an der

<sup>18</sup> A/D-Wandlerkarte MX.4730 der Firma Spectrum



**Abbildung 3.4:** Skizze der eingesetzten Sonden: A) Grenzschichtsonde und B) Fünfloch-sonde, der Durchmesser des Sondenschafts ( $d$ ) ist auf die Statorteilung ( $t$ ) bezogen, der Durchmesser des Pitot-Röhrchens ( $s$ ) auf den Kanalradius ( $r$ )

Gehäusewand möglich. Der gestufte Aufbau setzt die Messposition der GSS weit vor den Einflussbereich des Sondenschafts<sup>19</sup> oder der Bohrung in der Gehäusewand. Durch eine statische Druckbohrung im Gehäuse kann das vermessene Totaldruckprofil bis zur Wand interpoliert werden. Mit Hilfe der GSS wird das Geschwindigkeitsprofil vor dem Vorleitrad vermessen, um realistische Eintrittsbedingungen für die numerische Simulation zur Verfügung zu stellen.

### Fünf-Loch-Sonde

Die Erfassung der dreidimensionalen Strömungsfelder spielt eine große Rolle in der Beschreibung und Erforschung transsonischer Verdichter. Mit Hilfe der Fünf-Loch-Sonde (5LS) wird aus fünf Drücken der zeitlich gemittelte Strömungsvektor, Totaldruck ( $p_t$ ), Statikdruck ( $p_s$ ) und Machzahl ( $M$ ) bestimmt. Die kompakte Bauweise der 5LS ermöglicht es auch, zwischen den Schaufelreihen die Strömung zu messen. Für die Berechnung der Strömungsgrößen werden nach einer Kalibrierung Polynome berechnet, die den Zusammenhang zwischen den fünf gemessenen Drücken und dem Strömungsvektor herstellen.

<sup>19</sup> Verhältnis von Abstand ( $l$ ) zu Schaftdurchmesser ( $d$ ),  $l/d = 3,33 > 2$ , s. AGARD-245 [6].

### 3.3.4 Dehnmessstreifen

Neben den aerodynamischen Messgrößen werden Schaufelvibrationen mit Hilfe von DMS überwacht. Acht DMS auf dem Rotor und zwei DMS auf dem Stator werden hierfür mit einer Frequenz von 100 kHz abgetastet, aufgezeichnet und analysiert. Die rotorgebundenen DMS werden durch die Telemetrieinheit abgeglichen, der Abgleich der DMS auf dem Stator erfolgt separat.<sup>20</sup> Nach der A/D-Wandlung<sup>21</sup> werden die Daten digital zum Leitstand übertragen. Eine *Online*-Überwachung vergleicht die gemessenen Schwingungsamplituden und Frequenzen mit den von RRD erlaubten Maximalamplituden. Hierfür werden die einzelnen Signale durch Bandpassfilter auf Frequenzbereiche aufgeteilt, die den einzelnen Eigenfrequenzen des Bauteils entsprechen.<sup>22</sup> Mit Hilfe des zeitlichen Verlaufs der Signale kann während des Prüfstandsbetriebs abgeschätzt werden, ob sich der Verdichter im sicheren Betriebsbereich befindet oder ob die mechanische Betriebsgrenze erreicht ist.

### 3.3.5 Fehlerabschätzung

#### Kennfeldgrößen

Zur Bestimmung der drei aerodynamischen Kennfeldgrößen (Massenstrom, Totaldruckverhältnis und isentroper Wirkungsgrad) müssen mehrere physikalische Größen (Druck, Temperatur, etc.) gemessen und miteinander verrechnet werden. Die Abschätzung des Fehlers auf Basis der Datenblätter oder des Ergebnisses einer stationären Kalibrierung ist nicht sinnvoll, da nicht davon ausgegangen werden kann, dass ähnliche Bedingungen (zeitlich und räumlich stationäre Strömungszustände) während des Experiments vorliegen.

Um trotzdem eine Abschätzung des Fehlers zu ermöglichen, bzw. die Qualität der Messungen zu quantifizieren, werden im Folgenden Kennzahlen ( $\mathcal{E}_\epsilon$  und  $\mathcal{B}_\beta$ ) nach AGARD-245 vorgestellt [6]. Es wird dabei – analog zur Fehlerrechnung – davon ausgegangen, dass der Gesamtfehler durch einen konstanten systematischen Fehler (*bias*,  $\beta$ ) und einen zufälligen Fehler (*precision*,  $\epsilon$ ) beschrieben werden kann. Die Methode nach AGARD nutzt das mehrmalige Abtasten eines Sensors bei gleichbleibenden Bedingungen um die Größenordnung  $\mathcal{B}_\beta$  des systematischen Fehlers  $\beta$  und die Größenordnung  $\mathcal{E}_\epsilon$  des statistischen Fehlers  $\epsilon$  abzuschätzen.

Die Standardabweichung der Messwerte dient zur Abschätzung von  $\mathcal{E}_\epsilon$ .<sup>23</sup> Die Größenordnung des systematischen Fehlers wird durch Kalibrationsdaten der Hersteller

---

<sup>20</sup> Typ: A2 der Firma Vishay

<sup>21</sup> PXI-Board NI-6143 der Firma National Instruments

<sup>22</sup> vgl. RRD-Memorandum OE-1-M0009-10-DW

<sup>23</sup> Für die präsentierte Abschätzung wurde jeder Messwert 100 mal während einer Minute abgefragt.

abgeschätzt. Nach dieser Methode berechnete Kennzahlen gelten nur für den jeweiligen Betriebspunkt und müssen prinzipiell für alle Messpunkte wiederholt werden. Wie bereits erwähnt, kann die Zeitspanne einer Messung nicht beliebig gewählt werden, weswegen der Fehler nur für drei Betriebspunkte der Auslegungsdrehzahl angegeben wird (siehe Tab. 3.1).

Bezeichnung	$\dot{m}$		$\Pi_t$		$\eta_{is}$	
	$\mathcal{B}_\beta$ [%]	$\mathcal{E}_\epsilon$ [%]	$\mathcal{B}_\beta$ [%]	$\mathcal{E}_\epsilon$ [%]	$\mathcal{B}_\beta$ [%]	$\mathcal{E}_\epsilon$ [%]
NOM@ $\dot{m}_{\max}$	0,30	0,25	0,25	0,10	0,67	0,77
NOM@ $\eta_{\max}$	0,25	0,12	0,28	0,10	0,69	0,75
NOM@ $\dot{m}_{\min}$	0,25	0,12	0,27	0,10	0,66	0,69

**Tabelle 3.1:** Größenordnung des systematischen und statistischen Fehlers in Prozent. Für die Basisgrößen Massenstrom, Totaldruckverhältnis und isentroper Wirkungsgrad bei drei Betriebspunkten der Nominalkonfiguration (Aufschlüsselung der Betriebsparameter in Tab. 4.2)

Wie der Tabelle zu entnehmen ist, liegen die Fehlerkenngrößen im Bereich von einem Prozent. Beim Vergleich zweier Messwerte kann aber davon ausgegangen werden, dass  $\beta$  konstant bleibt, sodass die Wiederholbarkeit der Messergebnisse gewährleistet ist. Da die Kenngrößen zudem nur gering vom Betriebspunkt abhängig sind, können auch Messergebnisse unterschiedlicher Betriebspunkte verglichen werden. Die Bildung dieser Kenngrößen kann nicht für alle Messpunkte durchgeführt werden, weswegen auf die Darstellung von Fehlerbalken in den folgenden Diagrammen verzichtet.

### Pneumatische Sonden

Die Bestimmung des Messfehlers von Mehrlochsonden ist sehr komplex und nicht abschließend gelöst. Zum einen, weil die Kalibration meist bei niedrigem Turbulenzgrad und stationärer Strömung durchgeführt wird, zum anderen, weil der Einfluss der Sonde auf die Strömung nur sehr schwer abzuschätzen ist [87]. Es kann aber davon ausgegangen werden, dass Messfehler immer in ähnlicher Weise auftreten. Damit ist es möglich, zwei Sondenmessungen zu vergleichen.

### Instationärer Wanddruck

Der Zeitversatz der Abtastung einzelner Wanddrucksensoren liegt bei maximal 5,4 ns. Dies ist mehrere Größenordnungen kleiner als die Blattfolgefrequenz, sodass

der zeitliche Fehler vernachlässigbar klein und die Werte für die Spektralanalyse nutzbar sind. Der Druck wird durch die 16-Bit Auflösung der A/D-Wandlerkarten mit 20 Pa aufgelöst. Die relative Genauigkeit der Sensoren ist mit 0,25 % des maximal zulässigen Drucks spezifiziert. Die Kombination dieser Fehler und der Abgleichfehler des Messaufbaus führen zu einer Messunsicherheit von 1500 Pa. Diese Unsicherheit entspricht 2 % des zu erwartenden Gehäusedrucks. Allerdings ist die Kalibrationsgerade temperaturabhängig, sodass, wie bei den pneumatischen Sonden, nur relative Vergleiche zulässig sind.

# 4 Experimente

Die Untersuchung des Vorleitradeinflusses auf das Verdichterbetriebsverhalten erfolgt in drei Schritten.

Zuerst werden die Auswirkungen auf integrale Größen untersucht. Klassischerweise werden hierfür Kennfelder genutzt, die den Druckaufbau und die Effizienz in Abhängigkeit vom Massenstrom darstellen.

Wie die folgenden Untersuchungen zeigen, sind die integralen Größen sehr sensitiv gegenüber Messposition und -methode. Des weiteren dominiert die Änderung des Dralls durch das Vorleitradeinfluss die Änderung der integralen Größen, sodass keine eindeutigen Rückschlüsse auf den Vorleitradeinfluss gezogen werden können.

In einem zweiten Schritt werden deswegen detaillierte Untersuchungen der Rotorströmung in Gehäusenähe experimentell und numerisch durchgeführt. Mit Hilfe dieser Untersuchungen können anschließend die Auswirkungen des Vorleitrads lokal beschrieben werden.

Im letzten Schritt folgt die Untersuchung des transienten Verdichterbetriebs nahe der aerodynamischen Betriebsgrenze. Hierzu wird erneut die instationäre Wanddruckinstrumentierung eingesetzt.

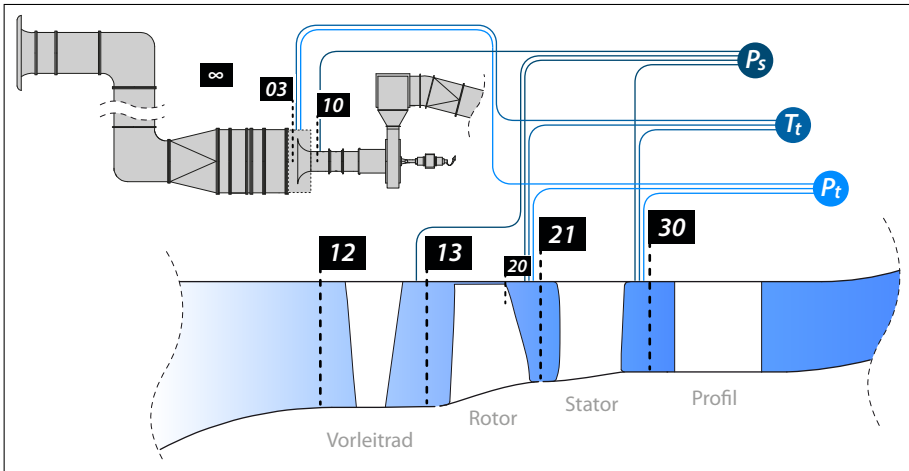
Die aufgezählten Effekte treten, wenn nicht anders vermerkt, bei transsonischem Betrieb auch nach Variation der Vorleitradeinstellungen in gleicher Weise auf. Zur Verbesserung der Lesbarkeit wird auf die Darstellung aller Verläufe und Verteilungen jedes einzelnen Betriebspunkts verzichtet und nur jeweils eine repräsentative Abbildung gezeigt. Zusätzliche Abbildungen befinden sich im Anhang dieser Arbeit.

Die gesamte aerodynamische und mechanische Auslegung der Verdichterstufe (Vorleitrade, Rotor und Stator) erfolgte mit Korrelationen und numerischen Rechenmodellen (*Computational Fluid Dynamics*, CFD) von RRD. Im Folgenden können deshalb für bestimmte Kennzahlen keine Absolutwerte angegeben werden. Dies stellt allerdings keine Einschränkung der Aussagen dieser Arbeit dar, weil der relative Vergleich ausreichend ist.

## 4.1 Basisuntersuchung

Durch die Messung von Druck und Temperatur an unterschiedlichen Ebenen des Verdichters können Kenngrößen berechnet werden, die den Verdichter charakterisieren.

Diese Kenngrößen sind: Statik- und Totaldruckaufbau sowie isentroper Wirkungsgrad. Zur einfachen Zuordnung der im Folgenden genannten Messpositionen wird die jeweilige Station (STA) durch zwei Zahlen beschrieben. Dabei liegen Stationen von 00-19 vor dem Rotor, Stationen von 20-29 nach dem Rotor und Stationen 30-39 nach dem Stator. In Abbildung 4.1 werden die genutzten Stationen zusammen mit den dort aufgenommenen thermodynamischen Größen dargestellt, in Tab. 4.1 werden die genutzten Positionen aufgeführt. Die Auswertung der Sondenmessun-



**Abbildung 4.1:** Positionen der Messungen und deren Bezeichnung für die Charakterisierung des Verdichters, Totaldruck und -temperatur werden radial aufgelöst, statische Drücke nur an Nabe und Gehäuse erfasst

gen vor dem Stator zeigt, dass die Vermessung der Rotorabströmung mit Hilfe von Sonden in der hier untersuchten Stufe nicht sinnvoll ist, da der Schaftinfluss der Sonde das Betriebsverhalten des Verdichters global verändert (siehe Anhang A.1). Auch die Sondenmessungen hinter dem Stator werden hier nicht vorgestellt. Die segmentierte Bauweise des Stators ruft eine nabenseitige Ablöseblase hervor, die das Strömungsfeld dominiert (siehe Anhang A.2). Diese Ablösung reduziert die durchströmte Fläche der Statorpassage, wodurch der zuvor genannte Sondereinfluss zusätzlich erhöht wird.

Weiterhin sind im Anhang A.3 die Ergebnisse der Grenzschichtvermessung und die Untersuchung der Vorleitradabströmung A.4 zu finden.



STA	Position, Erklärung
$\infty$	Umgebungsbedingungen
03	Ende der Beruhigungskammer
10	nach der Düse, innerhalb der Messstrecke
12	vor dem Vorleitrad
13	mittig zwischen Vorleitrad und Rotor
20	Hinterkante des Rotors
21	mittig zwischen Rotor und Stator
30	nach Stator

**Tabelle 4.1:** Name und Beschreibung der Messstationen

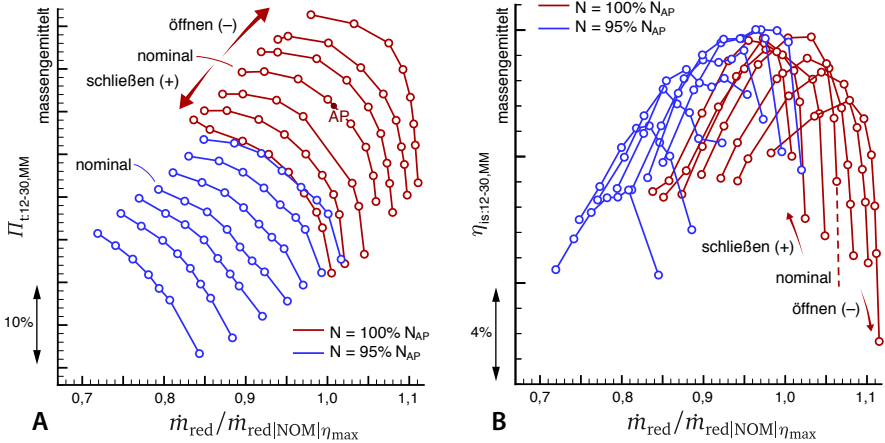
#### 4.1.1 Verdichtercharakteristik

Kennlinien des Statik- oder Totaldruckaufbaus ermöglichen es, erste Rückschlüsse auf die Vorgänge in der Schaufelpassage zu ziehen. Üblicherweise steigt das Druckverhältnis mit der Reduktion des Massenstroms. Abweichungen von diesem Trend treten im Allgemeinen im Bereich niedriger Massenströme auf und werden als »Überrollen« der Kennlinie bezeichnet. Der Druckaufbau sinkt dabei – nach Erreichen seines Maximums – wieder ab. Gründe hierfür sind normalerweise das Auftreten von Blockagegebieten in den Schaufelreihen, die den Druckaufbau lokal reduzieren.

Das Überrollen der Kennlinie kann allerdings auch durch das Mittelungsverfahren oder die Messposition hervorgerufen oder verstärkt werden, wie die folgenden Untersuchungen zeigen werden. Das Überrollen der Wirkungsgradlinien hingegen ist unabhängig von Mittelungs- und Messverfahren in jeder Kennlinie zu finden und beruht auf der Zunahme von Verluste mit größer werdendem Abstand zum Auslegungspunkt (z. B. Übergeschwindigkeiten, Ablöseblasen).

Abbildung 4.2 zeigt das massenstromgemittelte Totaldruckverhältnis (**A**) sowie den isentropen Wirkungsgrad (**B**) der gesamten Stufe für zwei Rotordrehzahlen und verschiedene Vorleitradstellungen.

Bevor auf die Form der Kennfelder eingegangen wird, soll zuerst das Verfahren zur Berechnung eines Kennfeldpunkts beschrieben werden. Für die Vermessung dieser Kennlinien werden Vorleitrad und Stator in 20 Schritten um eine Statorteilung



**Abbildung 4.2:** Totaldruckverhältnis (A) und isentroper Wirkungsgrad (B) über die gesamte Stufe (STA 12-30, Massenstrom-Mittel)

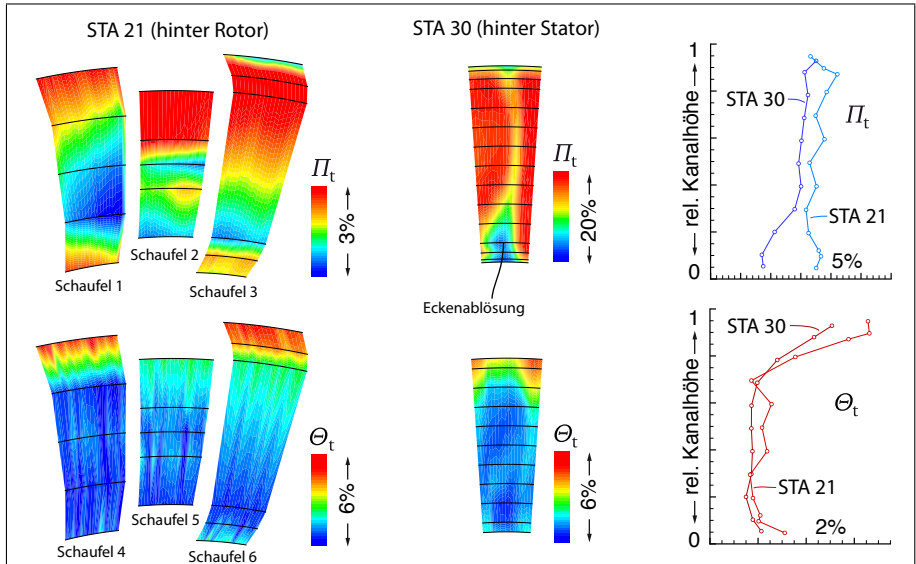
traversiert. Mit Hilfe der radialen Messstellen hinter Rotor<sup>24</sup> oder Stator<sup>25</sup> werden dabei Totaltemperatur- ( $\Theta_t$ ) und Totaldruckverhältnis ( $\Pi_t$ ) bestimmt.<sup>26</sup> Die Verteilung der jeweiligen Totalgröße ist in Abbildung 4.3 für den Auslegungspunkt des Verdichters dargestellt. Die Messung des statischen Drucks ( $p_s$ ) erfolgt hinter dem Stator (STA 30) nur an Gehäuse und Nabe und wird dazwischen linear interpoliert. Hinter dem Rotor (STA 21) kann aus konstruktiven Gründen der Statikdruck nur gehäuseseitig gemessen werden. Jeder Messpunkt wird mit diesem Verfahren vermessen. Zur Vermessung einer Kennlinie wird die Drossel schrittweise geschlossen und der beschriebene Vorgang wiederholt. Das Druckverhältnis wird so lange erhöht, bis die aerodynamische oder mechanische Betriebsgrenze erreicht wird.

Die so gemessenen Austrittsverteilungen des Totaldrucks und der Totaltemperatur bestehen aus 220 ( $11 \times 20$ ) Teilflächen, welche nun gemittelt werden müssen. Mögliche Mittelungsverfahren werden durch die gemessenen Größen vorgegeben bzw. eingeschränkt. Für massenstrombasierte Mittelungsverfahren müssen im Allgemeinen  $p_t$  und  $T_t$  sowie eine statische Größe, meist  $p_s$ , gemessen werden. Die

<sup>24</sup> Der hierfür eingesetzte instrumentierte Stator besitzt je drei Schaufeln für die Messung der Druck- und Temperaturverteilung.

<sup>25</sup> Stromab des Stators wird mit je einem Messrechen das Druck- bzw. Temperaturprofil vermessen.

<sup>26</sup> Es wird hierbei von einer passagenperiodischen Abströmung ausgegangen. Diese liegt so allerdings nur hinter dem Rotor vor, da die Vorleitrad- und Statorteilung keinen gemeinsamen Teiler aufweisen.

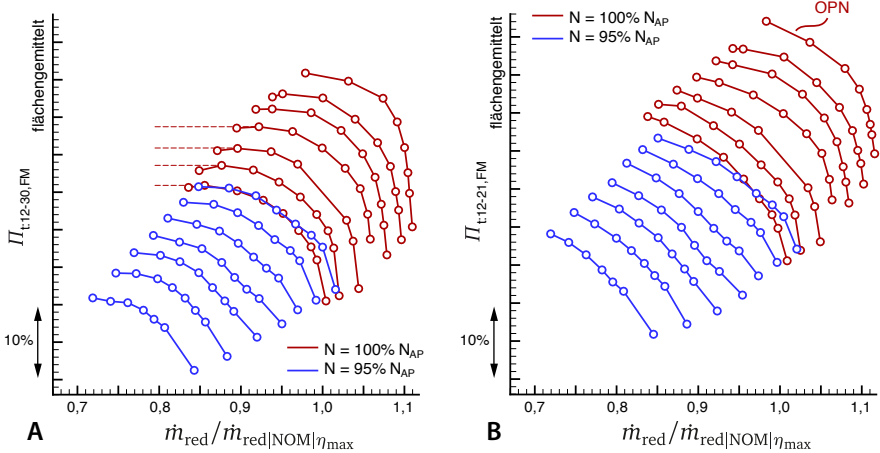


**Abbildung 4.3:** Totaldruck- und Totaltemperaturverteilung an unterschiedlichen Messpositionen (STA 21 und 30) sowie die flächengemittelten Radialprofile im Auslegungspunkt des Verdichters (NOM100@AP)

Wahl des »richtigen« Mittelungsverfahrens ist allerdings von der weiteren Verwendung des Ergebnisses abhängig (weitere Informationen sind in der VDI-Richtlinie 4675 [88] oder Cumpsty et al. [23] und im AGARD-Report-182 [20] zu finden). Im Allgemeinen kann aber davon ausgegangen werden, dass Totaltemperaturen massengewichtet und statische Drücke flächengewichtet gemittelt werden sollten. Außerdem muss darauf geachtet werden, nur identisch gemittelte Messwerte zu vergleichen.

Die Verläufe der Kennlinien in Abb. 4.2 entsprechen der allgemeinen Theorie (vgl. Abschnitt 2.2). Im Bereich hoher Massenströme fallen die Kennlinien mit dem Erreichen der Stopfgrenze einzelner Schaufelschnitte steil ab. Ist der Massenstrom geringer als der Auslegungsmassenstrom, flacht die Kennlinie aufgrund der Zunahme der Verluste ab, was auch durch die Abnahme des isentropen Wirkungsgrads angezeigt wird. Ausgehend von der »nominalen« Vorleitraddstellung<sup>27</sup> verschiebt sich

<sup>27</sup> Die Vorleitraddstellung ist in einer Gasturbine abhängig vom gewünschten Zustand des Kreisprozesses und im Allgemeinen durch die Drehzahl geregelt. Während der Auslegung wurde seitens RRD ein fiktiver Kreisprozess zugrundegelegt, mit dem das Verstellgesetz berechnet wurde.



**Abbildung 4.4:** A) Totaldruckverhältnis über gesamte Stufe, STA 12-30. B) Totaldruckverhältnis über IGV-Rotor-Verbund, STA 12-21 (Flächenmittel)

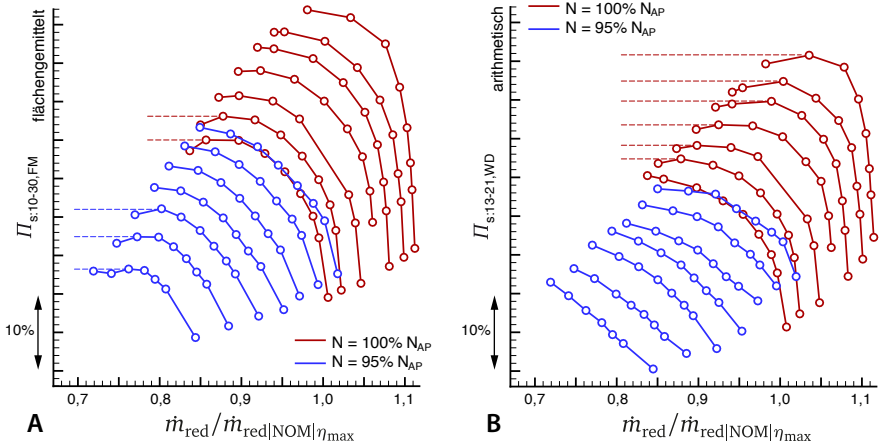
die Kennlinie mit der Variation des Vordralls. Das Schließen ( $\alpha + \Delta\alpha$ , Erhöhung des Vordralls) führt zur Reduktion, das Öffnen ( $\alpha - \Delta\alpha$ ) zur Erhöhung des Druckaufbaus. Die Erhöhung der Drehzahl ( $N$ ) (von 95 % auf 100 % der Auslegungsrotordrehzahl  $N_{AP}$ ) führt neben dem größeren Massenstrom zu einem deutlich erhöhten Druckverhältnis.

Im weiteren Verlauf dieses Abschnitts werden die Auswirkungen von unterschiedlichen Messpositionen, Messgrößen und Mittelungsverfahren dargestellt. Dies ist für die anschließende Überprüfung der Korrelation von *Camp* und *Day* [17] zur Vorhersage der Vorgänge beim Erreichen der aerodynamischen Betriebsgrenze nötig. Im massenstromgemittelten Kennfeld (Abb. 4.2) nimmt mit steigendem Massenstrom und  $\Pi_t$  zwar die Krümmung der Kennlinien zu, trotzdem zeigt keine Kennlinie deutliches Überrollen.

Dies ändert sich aber, wenn die Messwerte flächengemittelt werden oder die Bezugsebene geändert wird. Die Kennfelder in Abbildung 4.4 sind mit flächengemittelten Größen berechnet worden.<sup>28</sup>

Im Kennfeld der gesamten Stufe (Abb. 4.4 A) sind nun erste Tendenzen zum Über-

<sup>28</sup> In der Messebene hinter dem Rotor kann keine Massenstrommittelung durchgeführt werden, weil hier nur der statische Wanddruck am Gehäuse gemessen wird, der nicht repräsentativ für die gesamte Kanalhöhe ist.



**Abbildung 4.5:** Statikwanddruckverhältnis: A) über Stufe STA 10-30 und B) über den Rotor STA 13-21

rollen zu erkennen. Dies liegt am niedrigen Totaldruck in der Ablöseblase an der Statornabe (siehe Abb. 4.3), der durch die Flächenmittelung stärker gewichtet wird. Diese Tendenzen verschwinden durch das Verschieben der Bezugsebene vor den Stator (4.4 B). Auffällig ist hier nun die Kennlinie bei 100 %  $N_{AP}$  und voll geöffnetem Vorleitrad (mit OPN gekennzeichnet). Im Gegensatz zu den anderen Kennlinien flacht diese noch nicht ab; aufgrund hoher mechanischer Schwingungssamplituden des Rotors konnte die Kennlinie nicht bis zur aerodynamischen Betriebsgrenze vermessen werden (siehe Abb. 2.9).

Die letzte Variation der Kennfeldberechnung ist die Darstellung mit Hilfe des Statikdruckverhältnisses ( $\Pi_s$ ) in Abb. 4.5. Hier wird der Einfluss von Mittelungsverfahren und Messposition gegenüber Abb. 4.2 A am deutlichsten.

Bei der Betrachtung der gesamten Stufe in Abb. 4.5 A sind alle Kennlinien deutlich gekrümmt, Überrollen tritt allerdings nur bei geschlossenem Vorleitrad auf. Wird  $\Pi_s$  lediglich durch die Messungen des statischen Gehäusedrucks  $p_{s,WD}$  vor und nach dem Rotor bestimmt, kommt es für die Auslegungsdrehzahl für fast alle Kennlinien zum Überrollen, wohingegen die Kennlinien für  $N = 95 \% N_{AP}$  kaum Krümmung aufweisen.<sup>29</sup>

<sup>29</sup> Die aerodynamische Belastung des Stators ist aufgrund des geschlossenen Vorleitrads im Falle von 95 %  $N_{AP}$  deutlich größer, so dass davon ausgegangen werden kann, dass die aerodynamische Betriebsgrenze hier nicht vom Rotor, sondern durch den Stator hervorgerufen wird.

Bei der Interpretation der Kennlinie muss also die Position und Art der Messung sowie die Mittelung bekannt sein. Aussagen über das globale aerodynamische Betriebsverhalten des Verdichters mit Hilfe von Wanddruckbohrungen sind deswegen nur möglich, wenn Totalgrößen und -verteilungen an anderen Messpositionen und verschiedenen Betriebspunkten vorliegen.

Unabhängig von Mess- und Mittelungsverfahren ist in allen Kennfelddarstellungen zu sehen, dass die Variation der Vorleitradstellung einen Einfluss auf die Form der Kennlinie eines Verdichters hat, auch wenn der Einfluss mitunter gegensätzlich ist. Der von *Camp* und *Day* postulierte Zusammenhang zwischen der Steigung von Kennlinien und dem Verhalten beim Erreichen der aerodynamischen Betriebsgrenze ist also nicht ohne weiteres anwendbar, weil die Steigung der Kennlinie zu stark durch Messposition oder Mittelungsverfahren beeinflusst wird.

Das Betriebsverhalten kann aber auch durch die Änderung der Zuströmbedingungen untersucht werden. Unter der Annahme schaufelkongruenter Umströmung des Vorleitrads kann mit Hilfe der statischen Wanddruckmessung hinter dem Vorleitrad ( $p_{s,WD:13}$ ) und den Totalgrößen in der Beruhigungskammer ( $p_{t,o}$ ,  $T_{t,o}$ ) die relative Zuströmung ( $M_w$ ,  $\gamma_{tip}$ ) zum Rotor abgeschätzt werden.<sup>30</sup> Dabei wird der Totaldruckverlust über das Vorleitrad mit Hilfe der Fünf-Loch-Sonden-Messungen hinter dem Vorleitrad abgeschätzt (siehe Anhang A.4) Ein ähnliches Vorgehen wird auch von *Camp* und *Day* vorgeschlagen [17]. Abbildung 4.6 A zeigt die berechneten Zuströmbedingungen. Jede Linie entspricht einer Kennlinie aus den vorangegangenen Kennfeldern. Der Massenstrom wird von rechts nach links kleiner; der Kreis am Ende jeder Linie zeigt die aerodynamische Betriebsgrenze an.

Teil B zeigt die gleichen Daten, aber einen größeren Antströmwinkelbereich. Zur Überprüfung des Berechnungsverfahrens sind analytisch (Striche) und numerisch (Punkte) berechnete Verläufe eingezeichnet.

Der analytische Verlauf basiert auf dem 2D-Verfahren von *Pixberg et al.* [76], welches die Strömung auf mehreren Kanalhöhen reibungsfrei berechnet.

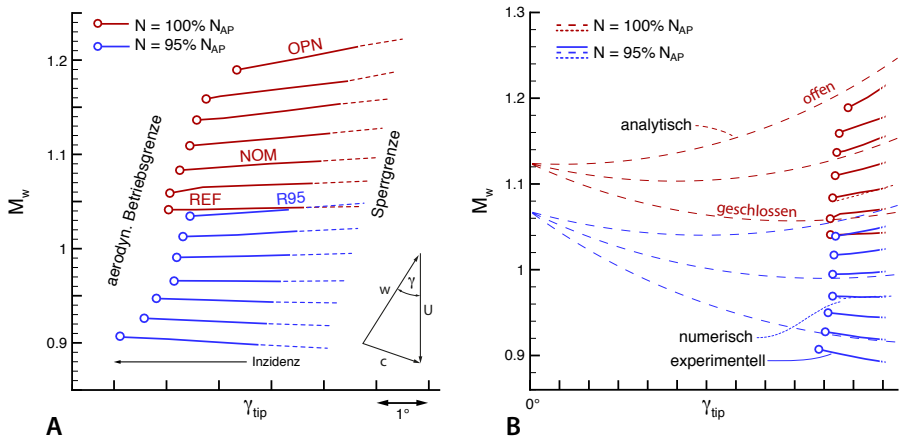
Die numerischen Ergebnisse zeigen die Berechnungen des RRD Auslegungsprogramms.

Die Verluste in der Zuleitung und im Vorleitrad gehen direkt in die Berechnung der relativen Machzahl ein, sodass hier ein vertikaler Versatz entsteht. Trotzdem stimmen die in Abb. 4.6 B gezeigten Verläufe sehr gut überein. Es kann also davon ausgegangen werden, dass die getroffenen Annahmen zur Berechnung der Zuströmung gerechtfertigt sind. Im Vorgriff auf weitere Untersuchungen der Vorleitradstellung sind in Abb. 4.6 die Bezeichnungen für verschiedene Betriebskonfigurationen (NOM, REF, R95, OPN) eingetragen.

Die Verläufe zeigen, dass bei sehr großen und sehr kleinen Vordrallwinkeln die

---

<sup>30</sup> Aus Geheimhaltungsgründen darf hier der Anstellwinkel-Bereich des Rotors nicht gezeigt werden.



**Abbildung 4.6:** Rotorrelative Zuströmbedingung am Gehäuse: A) experimentell, B) experimentell, analytisch und numerisch

Zuströmung nicht nur im relativen Anströmwinkel, sondern auch in der relativen Zuströmmachzahl variiert. Dies führt zu zwei bemerkenswerten Effekten. Bei geöffnetem Vorleitrad sinkt  $M_w$ , während die Inzidenz erhöht wird. Der umgekehrte Fall tritt bei geschlossenem Vorleitrad auf.<sup>31</sup> Grund hierfür ist das schnellere Abfallen der Dichte im Vergleich zur statischen Temperatur. Beide Effekte treten so nur im gehäusenahen Bereich auf. Diese sind für die aerodynamische Betriebsgrenze *tip*-kritischer Rotoren von großer Wichtigkeit und können den Betriebsbereich des Verdichters beeinflussen.

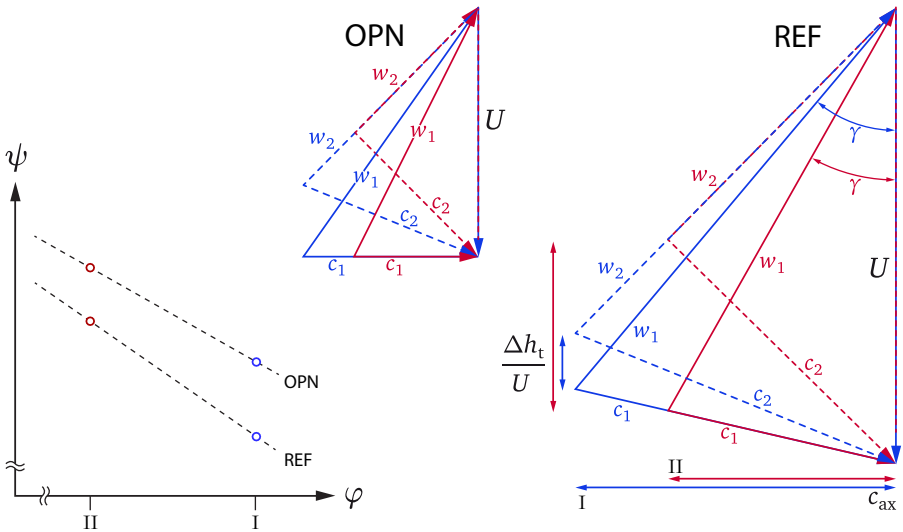
Die aerodynamische Belastung des Rotors hängt in erster Näherung vom relativen Anströmvektor ab. Die aerodynamische Betriebsgrenze wandert dementsprechend mit größeren  $M_w$  zu kleineren maximalen relativen Anstellwinkeln.<sup>32</sup> Die in Abb. 4.6 A gekennzeichneten Kennlinien »REF« und »R95« beschreiben zwei Betriebszustände mit unterschiedlichen Vorleitradstellungen und Rotorgeschwindigkeiten, die nahe der aerodynamischen Betriebsgrenze eine ähnliche Zuströmung erfahren. Die REF-Konfiguration hat allerdings einen deutlich größeren Maximalanstellwinkel, was einer höheren Profilbelastung des Rotors entspricht.

Durch die Darstellung in Abb. 4.6 kann nun auch die unterschiedliche Krümmung

<sup>31</sup> Zur quantitativen Erfassung der Inzidenz wäre die Position und Stärke des Stoßes nötig, sodass hier lediglich die Zuströmbedingungen – vor dem Stoß – diskutiert werden.

<sup>32</sup> Bei der Interpretation der Graphen ist die Definition von  $\gamma$  zu beachten, s. Abb. 2.3.

der Kennlinien in Abb. 4.2, 4.4 und 4.5 erklärt werden. Die Wahl von Drehzahl und Vordrall erzeugt nicht nur unterschiedliche relative Zuströmbedingungen für den Rotor, sondern ändert auch das Drosselverhalten. Am deutlichsten wird dies für  $\eta_{is}$  in Abb. 4.2 beim Vergleich der 100 %  $N_{AP}$ -Kennlinien. Exemplarisch sind in Abb. 4.7 Geschwindigkeitsdreiecke für die Konfigurationen REF und OPN dargestellt sowie deren qualitative Verläufe der Leistungsziffer  $\psi = \Delta h_t / U^2$  und der Durchflussziffer  $\varphi = c_{ax} / U$ . Durch die geometrischen Unterschiede der beiden Konfigurationen wirken sich Änderungen von  $c_{ax}$  unterschiedlich auf die Rotorströmung aus. Dies ist auch an der Steigung der Kurven im  $\psi$ - $\varphi$ -Diagramm zu sehen. Eine Reduktion von  $\varphi$  führt zwar bei der REF-Konfiguration zu einer stärkeren Änderung der Leistungsziffer  $\psi$ , trotzdem bleibt der Absolutwert unter dem der OPN-Konfiguration. Je weiter das Vorleitrad geschlossen wird, desto steiler ist der Abfall des Wirkungsgrads. Die Interpretation von Kennfeldern ist nur möglich, wenn erstens Messposition



**Abbildung 4.7:** Skizze zur Änderung der Geschwindigkeitsdreiecke und Kennzahlen bei Variation des Vordralls

und Mittelungsmethode bekannt sind und zweitens die geometriebedingten Zu-  
stromverläufe berechnet wurden. Beim Vergleich unterschiedlicher Konfigurationen  
dominiert erwartungsgemäß die Dralländerung des Vorleitrads das Arbeitsverhalten.  
Der Rest der Untersuchungen wird nur noch für ausgewählte Konfigurationen (Dreh-  
zahl und Vordrall) durchgeführt. Die untersuchten Konfigurationen sind in Tab. 4.2



mit ihren Betriebsparametern zusammengefasst. Konfigurationen, deren Bezeichnung mit NOM beginnt, sind Basiskonfigurationen aus dem Auslegungsprozess. REF, R95 und OPN sind Variationen dieser Basiskonfigurationen.

Die Konfigurationen REF und R95 werden im folgenden Abschnitt untersucht. Die Betriebsparameter sind hier so gewählt, dass im Relativsystem des Rotors ähnliche Zuströmbedingungen an der Schaufelspitze herrschen. Die Konfiguration OPN besitzt den geringsten Vordrall.

Bezeichnung	NOM	NOM95	NOM80
Drehzahl	$100 \% N_{AP}$	$95 \% N_{AP}$	$80 \% N_{AP}$
Vorleitradstellung	$\alpha_{AP}$	$\alpha_{AP} + 12^\circ$	$\alpha_{AP} + 27,9^\circ$

Bezeichnung	REF	R95	OPN
Drehzahl	$100 \% N_{AP}$	$95 \% N_{AP}$	$100 \% N_{AP}$
Vorleitradstellung	$\alpha_{AP} + 9,8^\circ$	$\alpha_{AP} + 2,1^\circ$	$\alpha_{AP} - 11,3^\circ$

**Tabelle 4.2:** Bezeichnungen der untersuchten Konfigurationen

#### 4.1.2 Variation der Vorleitradbelastung

Die Interaktion der Schaufelreihen wird durch die aerodynamische Belastung des Vorleitrads beeinflusst (vgl. Abschnitt 2.7). Zur experimentellen Untersuchung dieser Interaktion muss die aerodynamische Belastung des Vorleitrads verändert werden, ohne die aerodynamische Rotorbelastung zu ändern. Da hierfür die Profilgeometrie der Verdichterstufe nicht verändert werden kann, werden stattdessen zwei Vorleitradstellungen ( $\alpha_{REF}$  und  $\alpha_{R95}$ ) und somit zwei Leitradbelastungen untersucht. Allerdings ist zu beachten, dass durch die Änderung des Vordralls die Geschwindigkeitsdreiecke über die gesamte Schaufelhöhe geändert werden. Die hieraus folgende Variation der Zuströmbedingung für den Rotor wird mit Hilfe der Drehzahl nach Gleichung (4.1) kompensiert.<sup>33</sup>

<sup>33</sup> Dabei wird  $\alpha_{R95}$  so gewählt, dass die resultierende Drehzahl gerade 95 % der Auslegungsdrehzahl entspricht.

$$c_{ax} = \frac{\dot{m}}{\rho A}, \quad c_{R95} = \frac{c_{ax}}{\cos(\alpha_{R95})}$$

$$w = \sqrt{c_{REF}^2 + U_{REF}^2 - 2U_{REF}c_{ax} \tan(\alpha_{REF})} \quad (4.1)$$

$$U_{R95} = \sqrt{w^2 + c_{R95}^2 - 2wc_{R95} \sin(\gamma - \alpha_{R95})}$$

Abbildung 4.8 A zeigt die Geschwindigkeitsdreiecke vor (REF) und nach (R95) der Variation der Leitradstellung. Damit nur ein Parameter (der Vordrall) geändert wird, muss die Drehzahl so angepasst werden, dass die Rotorzuströmung (in Richtung und Geschwindigkeit) gleich bleibt. Die Betriebsparametersätze werden als REF ( $N=100\% N_{AP}$ ,  $\alpha_{REF}$ , Referenzfall) und R95 ( $N=95\% N_{AP}$ ,  $\alpha_{R95}$ ) bezeichnet. Sie entsprechen den Betriebspunkten, die bereits im vorherigen Abschnitt dargestellt wurden.

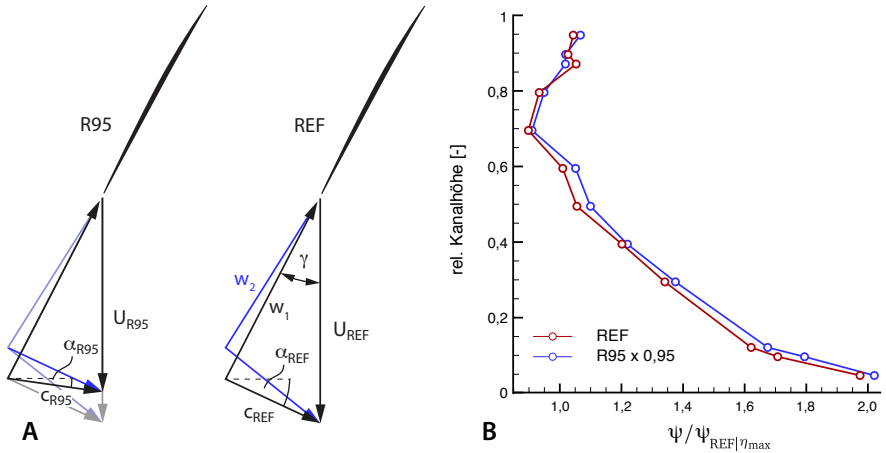
Die eindimensionale Kompensation der Vordralländerung (Abb. 4.8 A) gilt streng genommen nur für die Strömung auf einer Kanalhöhe. Die hier berechnete Konfiguration stellt die Ähnlichkeit für die Strömung an der Gehäusewand ein.<sup>34</sup> Die Variation des Vordrallwinkels ist deswegen auch nur in einem kleinen Bereich möglich, da aufgrund der radialen Schränkung des Vorleitrads die Änderung des Vordrallwinkels die radiale Arbeitsverteilung des Rotors ändert.<sup>35</sup>

Zur Überprüfung der Kompensation sind in Abbildung 4.8 B die radialen Verläufe der Leistungsziffer  $\psi$  gezeigt. Sie stimmen im Rahmen der Messgenauigkeit sehr gut überein. Dabei ist zu beachten, dass durch die Variation des Vordralls ( $\alpha_{REF} \rightarrow \alpha_{R95}$ ) keine geometrische Ähnlichkeit der Geschwindigkeitsdreiecke mehr vorliegt. Dies kann allerdings durch den Einsatz der Eulerschen Turbinengleichung kompensiert werden. Unter der Annahme, dass  $\Delta c_U$  für beide Fälle gleich ist, ergeben sich  $\psi_{REF}$  und  $\psi_{R95}$  zu:

$$\psi_{REF} = \frac{\Delta h_{t,REF}}{U_{REF}^2} = \frac{U_{REF} \cdot \Delta c_U}{U_{REF}^2} \quad \text{und} \quad \psi_{R95} = \frac{\Delta h_{t,R95}}{U_{R95}^2} = \frac{U_{R95} \cdot \Delta c_U}{U_{R95}^2}. \quad (4.2)$$

<sup>34</sup> Die Gehäusegrenzschicht findet hierbei keine Beachtung. Der hieraus resultierende Fehler ist aber gering, wie die folgenden Messergebnisse zeigen.

<sup>35</sup> Zur besseren Lesbarkeit dieser Arbeit ist die Gleichung und das Geschwindigkeitsdreieck mit Geschwindigkeiten dargestellt. Für die tatsächliche Berechnung der Konfiguration werden allerdings lokale Machzahlen eingesetzt.



**Abbildung 4.8:** A) Geschwindigkeitsdreiecke für zwei unterschiedliche Vorleitradstellungen am Gehäuse, B) Radiale Verteilung der Leistungsziffer

Die Umfangsgeschwindigkeit  $U_{R95}$  ist durch  $U_{REF} \cdot 0,95$  ersetzbar, sodass die Gleichung für  $\psi_{R95}$  umgeschrieben werden kann.<sup>36</sup>

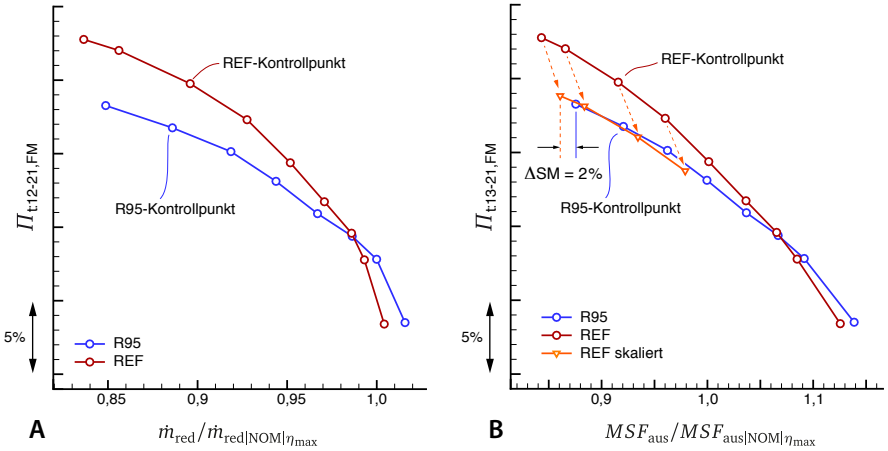
$$\psi_{R95} = \frac{U_{R95} \cdot \Delta c_U}{U_{R95}^2} = \frac{U_{REF} \cdot 0,95 \cdot \Delta c_U}{(U_{REF} \cdot 0,95)^2} = \frac{1}{0,95} \frac{\Delta c_U}{U_{REF}} = \frac{1}{0,95} \cdot \psi_{REF} \quad (4.3)$$

Richtung Nabe nehmen die Unterschiede aufgrund der radialen Umverteilung erwartungsgemäß etwas zu. In erster Näherung kann aber davon ausgegangen werden, dass der Rotor einen ähnlichen Betriebspunkt hat, wie es bereits die Zuströmungsanalyse in Abb. 4.6 zeigte.

Auf Basis der Eintrittsbedingungen erschien der Betrieb mit erhöhter Vorleitradbelastung stabiler (vgl. Abb. 4.6, Seite 57, Konfigurationen REF und R95). Dies wird nun x Messungen hinter dem Rotor überprüft.

Abbildung 4.9 A zeigt das flächengemittelte Totaldruckverhältnis der beiden Testfälle hinter dem Rotor, wie sie bereits in Abb. 4.4 zu sehen waren. Es bietet sich hierbei allerdings an, den Massenstrom auf die Austrittsgrößen des Rotors ( $p_{t,21,FM}$  und  $T_{t,21,FM}$ ) zu beziehen. Die nach Formel (4.4) gebildete Größe wird dementsprechend als »Austrittsmassenstromfunktion« ( $MSF_{aus}$ ) bezeichnet. Änderungen der axialen

<sup>36</sup> Vereinfachend ist in der Gleichung angenommen worden, dass die Drehzahl auf 95 %  $N_{AP}$  reduziert wurde. In der Datenauswertung für Abb. 4.8 B fließen die exakten Größen der beiden Drehzahlmessungen ein.



**Abbildung 4.9:** Totaldruckverhältnis für die Fälle REF und R95: A) über reduziertem Massenstrom aufgetragen, B) über  $MSF_{\text{aus}}$  aufgetragen

Machzahl durch das Vorleitrad werden somit kompensiert und stellen eine bessere Ähnlichkeit der Betriebspunkte sicher (siehe Abb. 4.9 B). In beiden Abbildungen sind die Kontrollpunkte eingezeichnet, deren radiale Arbeitsverteilung in Abb. 4.8 B dargestellt ist.

$$MSF_{\text{aus}} = \dot{m} \cdot \frac{\sqrt{T_{\text{t,aus}}}}{p_{\text{t,aus}}} \cdot \frac{\sqrt{R}}{A} \quad (4.4)$$

Die höhere Umfangsgeschwindigkeit des Referenzfalls ermöglicht auch einen höheren Totaldruckaufbau. Zur Verbesserung der Vergleichbarkeit beider Kennlinien wird nun der Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit kompensiert. Der Arbeitseintrag und damit auch die Totaldruckerhöhung hängt – bei eindimensionaler Betrachtung – linear von der Rotordrehzahl ab (vgl. Gleichung (2.1)). Damit die beiden Kennlinien in Abb. 4.9 B verglichen werden können, wird der Referenzfall mit Hilfe von Gleichung (4.5) auf die Drehzahl des R95-Falles skaliert.<sup>37</sup>

$$\begin{aligned} U\Delta c_u = \Delta h_{\text{tREF}} &= \frac{1}{\eta_{\text{isREF}}} c_p T_t \left( \Pi_{\text{REF}}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \\ \Pi_{\text{REF,skaliert}} &= \left( \eta_{\text{isREF}} \frac{0,95 \cdot \Delta h_{\text{tREF}}}{c_p T_t} + 1 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \end{aligned} \quad (4.5)$$

<sup>37</sup> Wie im Fall von Gleichung 4.3 wurden auch hier die exakten Messwerte für die Skalierung genutzt.

Die Skalierung erfolgt näherungsweise durch die Anwendung der Eulerschen Turbinengleichung. Da Rotorgeometrie und Zuströmung und damit auch die Passagenströmung ähnlich sind, kann angenommen werden, dass der Druckaufbau vor allem durch die Drehzahl bestimmt wird. Die Skalierung ist nur für die letzten vier Betriebspunkte sinnvoll. Wie Abb. 4.6 zu entnehmen ist, sind die Zuströmbedingungen für große Massenströme nicht mehr ähnlich, da hier in der R95-Konfiguration höhere  $M_w$  auftreten.

Durch die Skalierung wird außerdem  $MSF_{\text{aus}}$  beeinflusst, sodass die skalierte Kennlinie in Abb. 4.9 nach rechts unten verschoben wird. Es zeigt sich beim Vergleich mit der R95-Kennlinie erneut ein stabileres Verhalten des Verdichters mit geschlossenem Vorleitrad. In der Literatur finden sich unterschiedliche Möglichkeiten, diese Stabilisierung zu quantifizieren. Die hier genutzte Berechnungsvorschrift des Pumpgrenzabstands (*surge margin*, s. Gl. 4.6) ergibt eine Verbesserung von 2% und ist von *Cumpsty* [22] übernommen, allerdings ergeben Berechnungen nach *Grieb* [36] vergleichbare Ergebnisse.

$$\Delta SM = 1 - \frac{MSF_{\text{aus,min}}}{MSF_{\text{aus,AP}}} \quad (4.6)$$

Die Geometrie des Rotors ist in beiden Fällen gleich,<sup>38</sup> sodass aerodynamische Effekte für die unterschiedliche Lage der Betriebsgrenze verantwortlich sein müssen. Dies gilt allerdings nur, wenn die eindimensionale Skalierung gerechtfertigt und deswegen nur für kleine Änderungen des Vordralls zulässig ist.

Mit Hilfe von integralen Kenngrößen wurde in den letzten zwei Abschnitten der Einfluss des Vorleitrads untersucht. Im letzten Abschnitt wurden dazu zwei aerodynamisch ähnliche Konfigurationen untersucht, die sich lediglich durch die aerodynamische Belastung des Vorleitrads unterscheiden.<sup>39</sup> Eine größere aerodynamische Belastung des Vorleitrads scheint hier eine »stabilisierende« Wirkung zu haben.

Zur Beschreibung der dazu führenden aerodynamischen Effekte wird nun die Passagenströmung detaillierter untersucht.

<sup>38</sup> Die Endwindung der Schaufelprofile durch die geänderte aerodynamische und mechanische Belastung ist hier vernachlässigbar.

<sup>39</sup> Die Änderung des Vordralls ändert auch die aerodynamische Belastung des Stators. Durch die große Ablöseblase an der Statornabe ist die Änderung der aerodynamischen Statorbelastung allerdings vernachlässigbar.

## 4.2 Strömung in der Rotorpassage

Mit Hilfe genauerer Messungen soll nun die Ursache für die stabilisierende Wirkung des Vorleitrads untersucht werden. Im ersten Teil erfolgt dies experimentell durch den Einsatz der instationären Wanddruckinstrumentierung, im zweiten Teil wird mit Hilfe einer numerischen Simulation das Strömungsfeld in der Rotorpassage aufgelöst.

### 4.2.1 Experimentelle Untersuchung

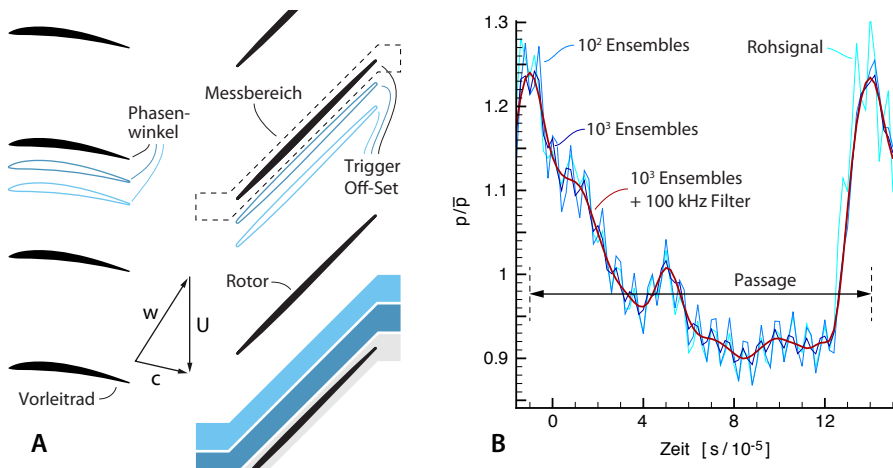
Aufgrund der hohen Rotorfrequenz ( $\approx 300$  Hz, entspricht einer Blattfolgefrequenz von  $\approx 6$  kHz) müssen Messverfahren eingesetzt werden, die das Strömungsfeld mit einer ausreichend hohen Frequenz abtasten können. Hierfür wurde die in Abschnitt 3.3.2 vorgestellte Wanddruckinstrumentierung eingesetzt. Die Messung der Wanddruckverteilung erlaubt allerdings nur Rückschlüsse auf die gehäusenah Druckverteilung. Das Strömungsfeld auf anderen Radien muss dann in einem weiteren Schritt rekonstruiert werden.

Die erwartete Umfangsvariation der Zuströmung wird durch 16 Phasenwinkel pro Vorleitradpassage aufgelöst. Dazu werden Vorleitrad und Stator schrittweise, relativ zu den Sensoren in der Gehäusewand verdreht. Durch den Wellentrigger können dann die Messungen einer Rotorpassage zugeordnet werden. Aus den so resultierenden 16 Druckverläufen wird schließlich der phasentreu gemittelte Wanddruck zusammengesetzt (siehe Abb. 4.10 A).

Da die Messungen der einzelnen Phasenwinkel nicht zeitgleich erfolgen, ist es sinnvoll, gemittelte Daten zur Darstellung der Wanddruckverteilung zu verwenden. Dabei muss angenommen werden, dass Umfangersperiodizität vorliegt.

Durch die *Ensemble*-Mittelung von  $10^3$  Umdrehungen können stochastische Schwankungen in der Messung reduziert werden. Die bereits angesprochene Anregung der Sensormembran durch das Druckfeld des Rotors (vgl. Abschnitt 3.3.2) tritt immer mit der gleichen Phase zum Rotor auf und kann daher nicht durch eine Mittelung reduziert werden. Deshalb wird das Sensorsignal vor der Mittelung mit einem Filter vom Einfluss der Eigenfrequenz befreit. Die Eigenfrequenz variiert zwischen den eingesetzten Sensoren, trotzdem werden alle Signale mit einem einheitlichen FIR-Tiefpassfilter gefiltert. Die Auswirkung der beschriebenen Signalaufbereitung ist in Abb. 4.10 B dargestellt. Weitere Angaben zum Filterentwurf, bzw. der Anwendung des Filters werden in Abschnitt 4.3.1 aufgeführt. Angaben zur Signalgüte befinden sich im Anhang A.5.

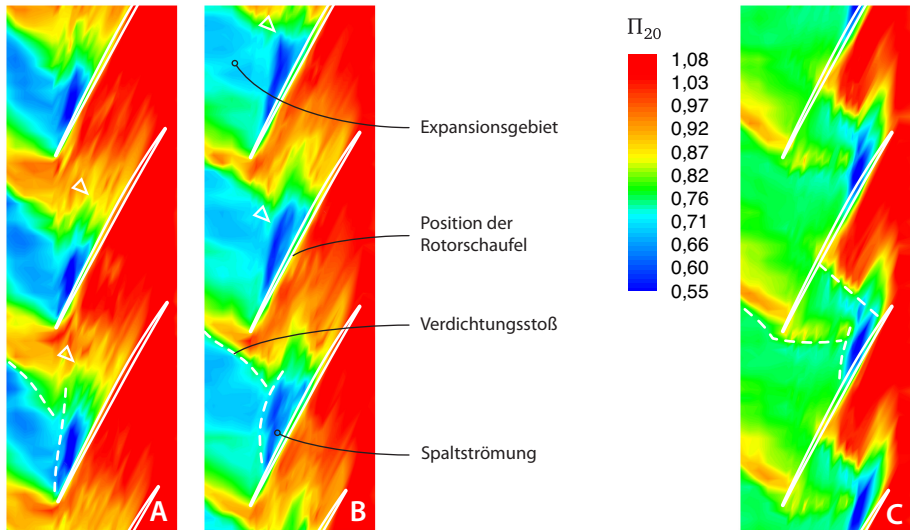
In Abb. 4.11 wird die gemittelte Wanddruckverteilung für drei Betriebspunkte der Auslegungskennlinie gezeigt. Die angezeigte Verteilung des Statikdrucks ( $\Pi_{20}$ ) ist



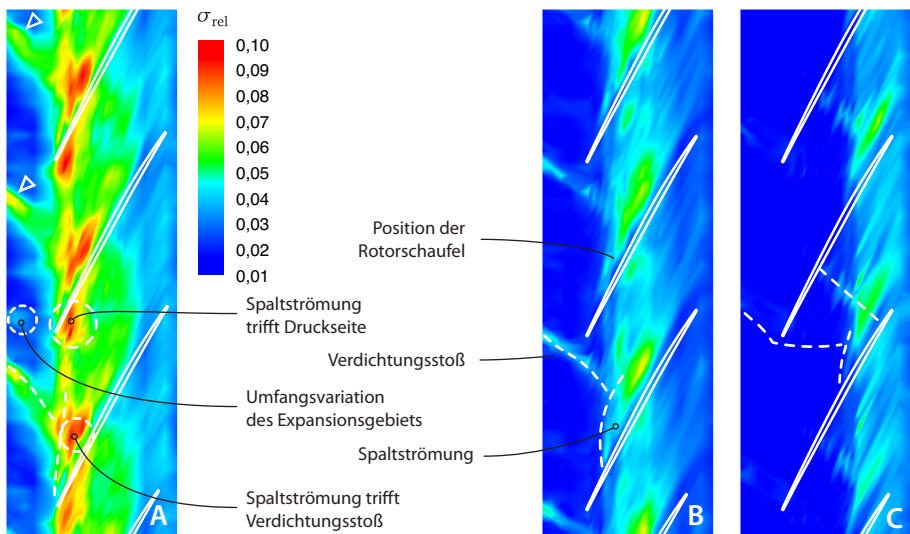
**Abbildung 4.10:** A) Messverfahren zur Auflösung der Umfangsvariation der Rotorzuströmung, B) Einfluss der Mittelung und Filterung auf den Verlauf des Gehäusedrucks

auf den zeit- und umfangsgemittelten Wanddruck des letzten Sensors bezogen. Die Hauptmerkmale der transsonischen Verdichterströmung, wie sie in Kapitel 2 vorgestellt wurden, sind in dieser Darstellung sehr gut zu erkennen. Der Verdichtungsstoß liegt bei hohen Massenströmen (Abb. 4.11 C) an der Profilvorderkante an und löst bei ausreichender Reduzierung des Massenstroms von dieser ab (Abb. 4.11 B→A). Hinter dem Stoß bildet sich eine Prandtl-Meyer-Expansion aus, welche mit sinkendem Massenstrom stärker wird und den Druck deutlich reduziert. Die Spaltströmung ist am Bereich niedrigen Wanddrucks zu erkennen. Der Ursprung des Spaltwirbels liegt im vorderen Bereich dieses Niederdruckgebiets und wandert durch das Androsseln ebenfalls Richtung Schaufelvorderkante. Durch die Darstellung mehrerer Passagen wird die Umfangsvariation aufgrund des Vorleitradnachlaufs sichtbar (siehe Markierungen ◁), der sich z. B. durch die Form der Spaltströmung bemerkbar macht. Diese Umfangsvariation wird mit sinkendem Massenstrom deutlicher.

Die Instationarität der Strömung kann durch die Standardabweichung abgeschätzt werden. Damit die Verteilungen vergleichbar sind, wird die Standardabweichung auf die *Ensemble*-gemittelten Wanddrücke bezogen und somit die rel. Standardabweichung ( $\sigma_{\text{rel}}$ ) gebildet (siehe Gleichung (4.7)).



**Abbildung 4.11:** Ensemble-gemittelte Wanddruckverteilung für drei Betriebspunkte: A) Nahe Stabilitätsgrenze, B) Auslegungspunkt und C) Nahe Stopfgrenze bei nominalem Vordrall und Auslegungsdrehzahl (NOM)



**Abbildung 4.12:** Verteilung der relativen Standardabweichung korrespondierend zu Betriebspunkten in Abb. 4.11



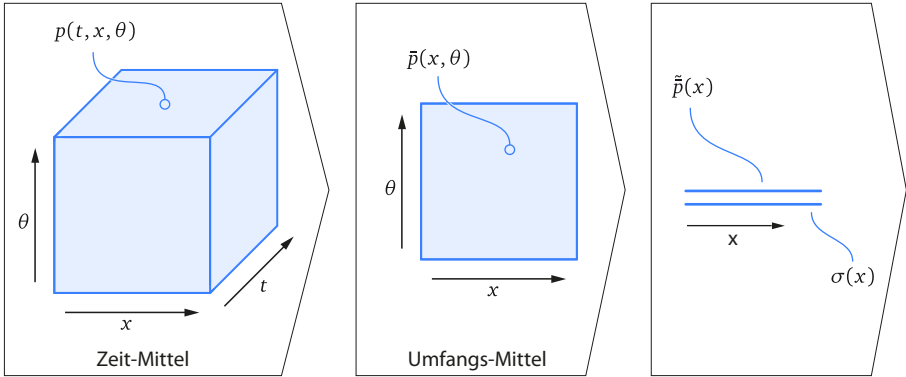
$$\sigma_{\text{rel}} = \frac{1}{\hat{p}} \sqrt{\frac{1}{\mathcal{M} - 1} \sum_{k=1}^{\mathcal{M}} (p_k - \hat{p})^2} \quad \text{mit} \quad \hat{p} = \frac{1}{\mathcal{M}} \sum_{k=1}^{\mathcal{M}} p_k \quad (4.7)$$

Hier steht  $\hat{p}$  für das *Ensemble*-Mittel von  $\mathcal{M}$  Messungen der Messgröße  $p$ . Abbildung 4.12 zeigt die zu Abb. 4.11 korrespondierende Verteilung von  $\sigma_{\text{rel}}$ . Wie zu erwarten, ist die Spaltströmung für alle Betriebspunkte Hauptquelle hoher  $\sigma_{\text{rel}}$ -Werte. Nahe der Betriebsgrenze führt zusätzlich die Fluktuation der Stoßposition zu erhöhten  $\sigma_{\text{rel}}$ -Werten. Eine deutliche Erhöhung von  $\sigma_{\text{rel}}$  tritt in allen Betriebspunkten aber erst nach der Interaktion mit dem Passagenstoß auf. Wobei das Niveau von  $\sigma_{\text{rel}}$  in der gesamten Passage mit sinkendem Massenstrom ansteigt. Abhängig vom Betriebspunkt erreicht die Spaltströmung auch die Druckseite der nachfolgenden Rotorscheufel und führt dort zu erhöhten Fluktuationen. Wie in der Druckkontur ist auch in der  $\sigma_{\text{rel}}$ -Verteilung eine Umfangsvariation sichtbar, die auf den Einfluss des Vorleitrads zurückzuführen ist. Zusätzlich zur Umfangsvariation von Spaltströmung und Stoß befindet sich in Abb. 4.12 A eine Variation von  $\sigma_{\text{rel}}$  im Expansionsgebiet, welches durch die Reflexion des Verdichtungsstoßes am Vorleitrads entsteht. Die Ergebnisse bestätigen die vermutete Umfangsvariation des *Ensemble*-gemittelten Druckfeldes, welche auf den Einfluss des Vorleitrads zurückzuführen ist. Sie rechtfertigen somit auch die aufwändige Vermessung des Wanddrucks mit unterschiedlichen Phasenwinkeln. Allerdings können noch keine direkten Rückschlüsse auf den Vorleitradeinfluss getroffen werden, weil die Position der Leitradschaufelnachläufe in den Abb. 4.11 und 4.12 nicht auszumachen ist.

Die *Contourplots* in Abb. 4.11 und 4.12 werden in Umfangsrichtung durch Stoß und Spaltströmung und axial durch die Druckerhöhung des Rotors dominiert. Die Umfangsvariation der Strömung aufgrund des Vorleitrads kann in dieser Darstellung nur durch deren Auswirkung auf Spaltströmung oder Stoß wahrgenommen werden. Im Absolutsystem kann der Verlauf mit Hilfe von Formel 4.8 visualisiert werden, wie im Folgenden gezeigt wird (siehe Abb. 4.13). Diesem Verfahren liegt die Annahme zugrunde, dass durch die Verluste im Nachlauf einer Vorleitradschaufel ein geringerer Wanddruck herrscht.

$$\Delta p_{\theta} = \frac{\bar{p} - \tilde{p}}{\sigma} \quad (4.8)$$

Durch die Darstellung im Absolutsystem verschwinden die dominanten Strukturen der Passagenströmung und erste Umfangsvariationen werden sichtbar



**Abbildung 4.13:** Erläuterungen zur Berechnung der Visualisierung des Vorleitradnachlaufs in der Rotorpassage

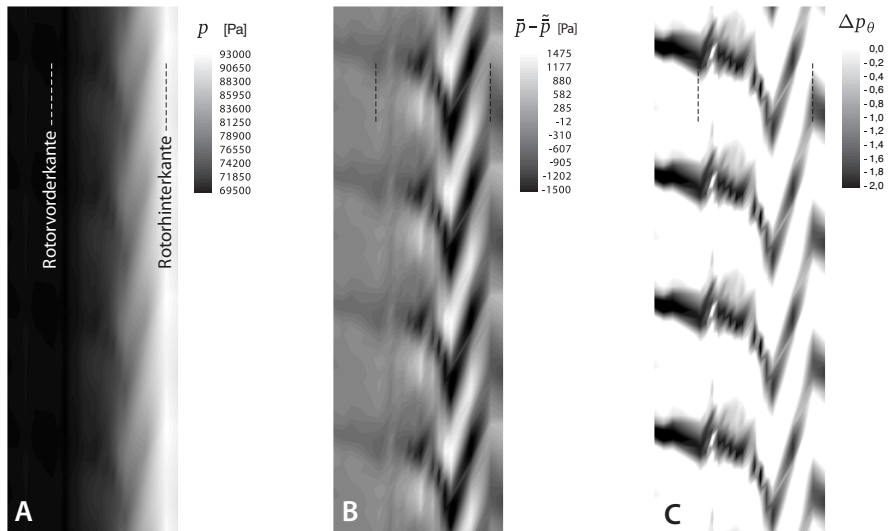
(Abb. 4.14 A). Der axiale Druckanstieg ist allerdings größer als dessen Umfangsvariation. Mit der Darstellung der Differenz zwischen zeitlich gemittelten Druckdaten ( $\bar{p}$ ) und Umfangsmittelung ( $\tilde{\bar{p}}$ ) werden die lokalen Unterschiede relativ zur Druckerhöhung visualisiert (Abb. 4.14 B). Im letzten Schritt wird die  $(\bar{p} - \tilde{\bar{p}})$ -Verteilung mit der Standardabweichung entdimensionalisiert (Abb. 4.14 C).

Bereiche mit niedrigen  $\Delta p_\theta$ -Werten haben einen geringeren statischen Wanddruck. Da diese Bereiche im Absolutsystem mit der Schaufelteilung des Vorleitrads auftreten, ist anzunehmen, dass es sich hier auch um den Einfluss des Vorleitrads handelt. Zur Überprüfung der so gewonnenen Nachlaufpositionen sind in Abb. 4.15 für jeden Betriebspunkt zusätzlich analytisch berechnete Teilchenbahnen eingezeichnet.<sup>40</sup>

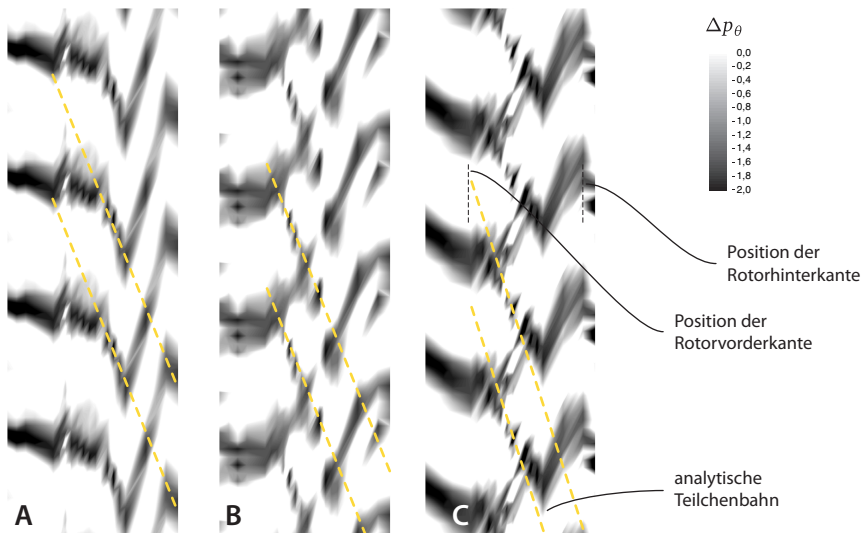
Die analytische Vorhersage stimmt für alle Betriebspunkte ausreichend genau mit den Messdaten überein. Der Nachlauf des Vorleitrads wird also durch den Rotor in der Gehäusenähe nicht vollständig ausgemischt. Mit Hilfe der instrumentierten Statorvorderkante kann dieser Effekt außerdem für die gesamte Schaufelhöhe bestätigt werden (siehe Abb. 4.16).

Für diese Darstellung wird auf den modularen Aufbau des Verdichters zurückgegriffen. Das Vorleitrad wird dabei in mehreren Schritten relativ zum Stator verdreht. Durch die instrumentierten Vorderkanten des Stators, bzw. mit den Messrechen stromab des Stators, können so die Nachläufe des Vorleitrads vermessen werden. Der hohe radiale Gradient der Totalgrößen würde die Einflüsse des Nachlaufs überdecken, deswegen wird hier die nach Gl. 4.9 berechnete relative Umfangsvariation dargestellt.

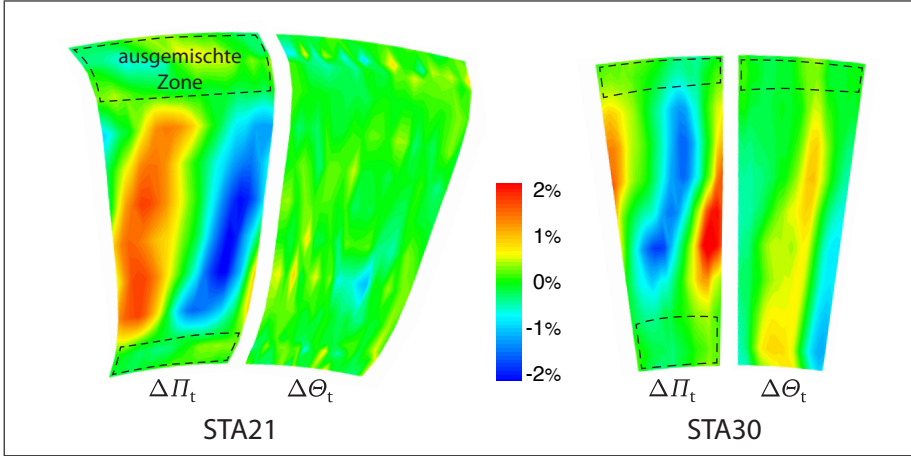
<sup>40</sup> Zur Berechnung wurde vereinfachend angenommen, dass keine Änderung der Axialgeschwindigkeit auftritt und Teilchen nach dem Eintritt in die Rotorebene abrupt auf die Rotordrehzahl beschleunigt werden.



**Abbildung 4.14:** Datenaufbereitung zur Visualisierung des Vorleitradnachlaufs in der Rotorpassage (Daten: REF@ $\eta_{\max}$ )



**Abbildung 4.15:** Dimensionslose Wanddruckvariation für unterschiedliche Konfigurationen im Wirkungsgradmaximum: A) REF, B) NOM95, C) NOM80 (subsonisch)



**Abbildung 4.16:** Relative Totaldruck und -temperatur Umfangsvariation nach Rotor und Stator,  $OPN@η_{max}$

$$\Delta\Theta_t = \frac{T_t - \tilde{T}_t}{\tilde{T}_t} \quad \Delta\Pi_t = \frac{p_t - \tilde{p}_t}{\tilde{p}_t} \quad \tilde{\phantom{x}} = \text{Umfangsmittel} \quad (4.9)$$

Die Umfangsvariation aufgrund des Vorleitrads sind an allen Stationen in der  $p_t$ -Verteilung nachweisbar. In Nabennähe sind sie allerdings bereits ausgemischt. Obwohl die  $T_t$ -Messung hinter dem Rotor (an STA 21) keine Umfangsvariation zeigt, kann durch die  $T_t$ -Messung nach dem Stator eine Variation in ähnlicher Größenordnung und Position zur  $p_t$ -Verteilung festgestellt werden. Da dies einer unphysikalischen Entmischung entsprechen würde, muss von einem Messfehler an Station 21 ausgegangen werden. Weitere Betriebspunkte und Erklärungen hierzu befinden sich im Anhang B. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Stärke der Umfangsvariation bei bis zu 4 % liegt und stark mit dem Betriebspunkt variiert.

Nachdem Position und Ausbreitungsrichtung der Nachläufe bestimmt sind, kann nun deren Auswirkung auf die Druckverteilung im Gehäusebereich untersucht und so Rückschlüsse auf die Beeinflussung der gehäusenahen Strömung gezogen werden. Durch die hohe zeitliche und räumliche Auflösung der Wanddruckmessung können verschiedene Phasenwinkel zwischen Rotor und Vorleitrad dargestellt werden. In den Abb. 4.17 und 4.18 sind die Wanddruckverteilungen für vier Phasenwinkel

zwischen Vorleitrad und Rotor dargestellt (Um die Übersichtlichkeit der Bilder zu verbessern, zeigen die Abb.–4.17 und 4.18 die selben Daten mit unterschiedlichen Beschriftungen). Die zeitlichen Abstände zwischen den Abbildungen sind konstant gehalten. Abbildung 4.19 zeigt die zugehörige Verteilung der relativen Standardabweichung  $\sigma_{\text{rel}}$ .

Am linken Rand der Abbildung sind drei Hinterkanten des Vorleitrads skizziert, zur besseren Orientierung ist außerdem in jeder Abbildung ein Rotorprofil eingezeichnet. Die angedeuteten Nachläufe sind entlang der  $\Delta p_\theta$ -Minima eingetragen. Sowohl  $\Pi_{20}$  wie auch  $\sigma_{\text{rel}}$  zeigen eine sehr hohe Periodizität und Phasengleichheit.

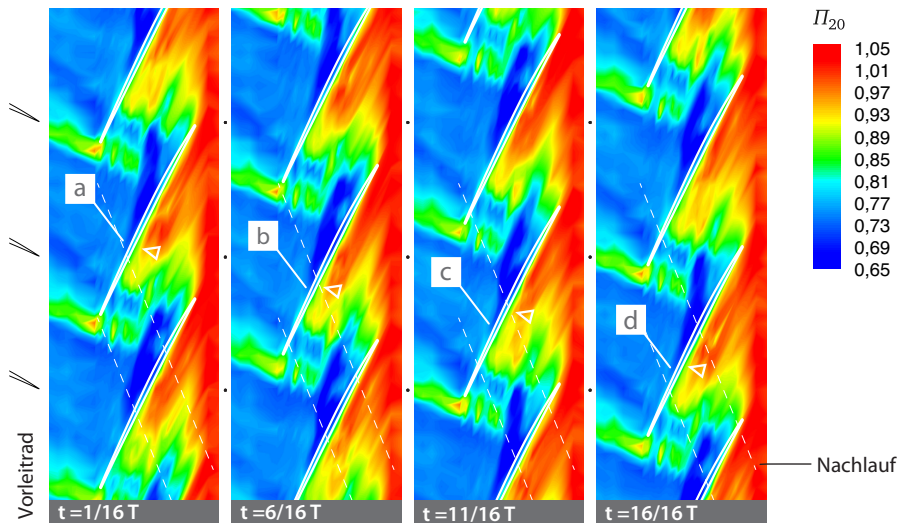
Die Variation des Strömungsfelds in Gehäusenähe ist hauptsächlich auf den Einfluss des Vorleitrads zurückzuführen. Dies gilt bei der hier untersuchten Verdichterstufe auch für Betriebspunkte nahe der Betriebsgrenze (siehe Abschnitt B).

Bei einstufigen Verdichtern kann es nahe der aerodynamischen Betriebsgrenze auch zu stochastischen oder rotorrelativen, periodischen Schwankungen der Wanddruckverteilung kommen (siehe *Bergner* [8] und *Biela et al.* [12]).

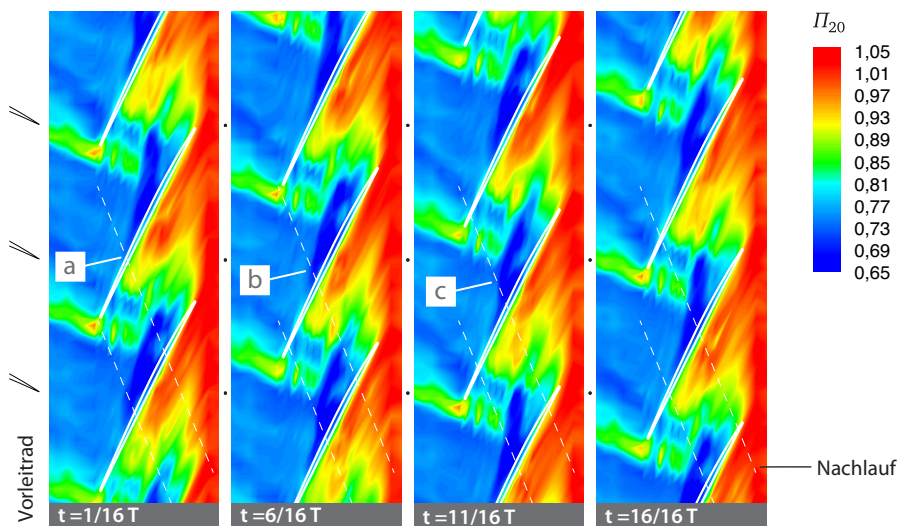
Die Lokalisierung der Nachlauftrajektorien macht es möglich, deren Effekt auf die Passagenströmung zu untersuchen. Position und Stärke des Stoßes variieren zwar leicht periodisch, allerdings ist kein direkter Zusammenhang mit dem Nachlauf zu erkennen. Prinzipiell können diese Schwankungen auch in der hier untersuchten Verdichterstufe auftreten. Durch das eingesetzte Messverfahren ist eine Auflösung dieser Effekte allerdings nicht möglich.

Im Gegensatz dazu gibt es einen deutlichen Zusammenhang zwischen der Nachlaufposition und der Druckverteilung auf der Druckseite der Rotorschaukel bzw. der Form der Spaltströmung. In Abb. 4.17 verdreht sich der Rotor um eine Vorleitradpassage. Die Druckverteilung auf der Druckseite kann hier grob in zwei Bereiche unterteilt werden: im ersten Bereich liegt  $\Pi_{20}$  unter 1, im zweiten darüber. Die Grenze zwischen den beiden Bereichen wandert entlang der Druckseite. In den ersten drei Zeitschritten wandert die Grenze stromab. Erst im letzten Zeitschritt springt die Grenze stromauf (siehe Markierung  $\nabla$ ). Diese Variation der Druckverteilung führt zu einer periodischen Veränderung des Spaltdruckgefälles.

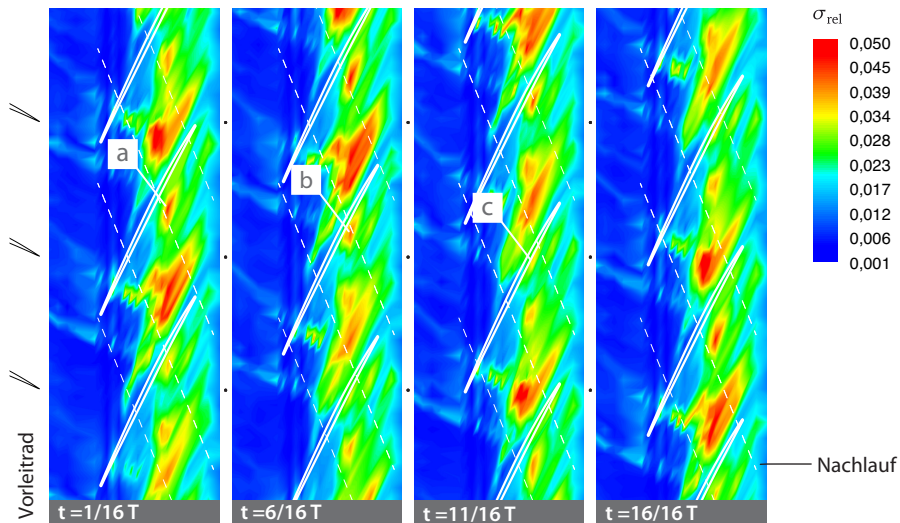
Die Markierungen (a–d) in Abb. 4.17 deuten jeweils auf den Punkt entlang der Saugseite, an dem die Spaltströmung in die Passage eintritt. Zwar ist die Relativposition zwischen Markierung und Schaukelvorderkante für alle Zeitschritte gleich, allerdings gibt es eine deutliche Variation der Form der Spaltströmung in der Passage. Trifft eine Profildruckseite auf einen Nachlauf, verringert sich die Eindringtiefe der Spaltströmung in die Passage (siehe Abb. 4.17, Markierungen b→c). Innerhalb der Passage deformiert der Nachlauf den Bereich der Spaltströmung. Das *Ausbeulen* des Gebiets niedrigen Gehäusedrucks ist nur bis zum Erreichen des Passagenstoßes sichtbar (siehe Abb. 4.18, Markierungen a→c).



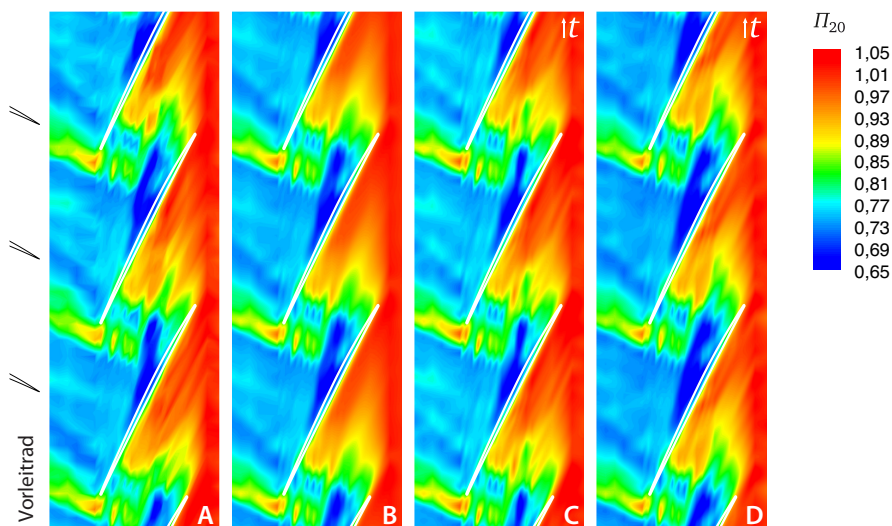
**Abbildung 4.17:** Statikdruckverteilung für verschiedene Relativpositionen von Rotor und Vorleitrblad für die Konfiguration REF@ $\eta_{\max}$ : Ursprung der Spaltströmung



**Abbildung 4.18:** Statikdruckverteilung für verschiedene Relativpositionen von Rotor und Vorleitrblad für die Konfiguration REF@ $\eta_{\max}$ : Interaktion von Nachlauf und Spaltströmung



**Abbildung 4.19:** Relative Standardabweichung für verschiedene Relativpositionen von Rotor und Vorleitrad für die Konfiguration REF@ $\eta_{\text{max}}$



**Abbildung 4.20:** Statische Wanddruckverteilung für unterschiedliche Vermessungsmethoden der Konfiguration REF@ $\eta_{\text{max}}$ : A) Volle Auflösung der Umfangsvariation, B) Mittelung aller Traversierungsschritte, C/D) Zeitlicher Verlauf eines Traversierungsschritts

Stromab des Passagenstoßes sind in der  $\Pi_{20}$ -Verteilung keine Strukturen mehr erkennbar. Mit Hilfe der  $\sigma_{\text{rel}}$ -Verteilung können aber auch über diese Bereiche Aussagen getroffen werden (siehe Abb. 4.19). Zusätzlich zur Spaltwirbel-Stoß-Interaktion als Quelle hoher  $\sigma_{\text{rel}}$ -Werte erzeugt der Nachlauf des Vorleitrads weitere Bereiche mit hohen Schwankungen an der Profildruckseite (a→c). Da diese hohen  $\sigma_{\text{rel}}$ -Werte erst nach dem Gebiet der Spaltwirbel-Stoß-Interaktion entstehen, ist davon auszugehen, dass es sich dabei um die Interaktion von Spaltströmung und Schaufelnachlauf des Vorleitrads handelt, wohingegen die Interaktion von Vorleitradsnachlauf und Verdichtungsstoß keine hohen Fluktuationen hervorruft.

Durch den Einsatz der Gehäuseinstrumentierung kann der Einfluss des Vorleitrads auf die gehäusenaher Strömung sehr gut nachgewiesen werden. Allerdings kann so noch keine Aussage über das dreidimensionale Strömungsfeld gemacht werden. Mit Hilfe von numerischen Simulationen im nächsten Abschnitt wird nach dem strömungsmechanischen Effekt für diese Interaktion gesucht.

Für Vermessung und Simulation gilt in gleichem Maße, dass Messverfahren gewählt werden müssen, die eine Umfangsvariation auflösen können. Wenn die Erfassung der Umfangsvariation nicht möglich ist, muss dies bei der Interpretation der Ergebnisse beachtet werden. Zur Veranschaulichung sind in Abb. 4.20 unterschiedliche Verfahren zur Verarbeitung der experimentellen Daten gegenübergestellt.

Als Referenzfall gilt 4.20 A. Dafür wurde das Strömungsfeld mit 16 Leitrad-Traversierschritten vermessen, die Umfangsvariation ist dadurch klar zu sehen. Werden alle Traversierungsschritte gemittelt, ergibt sich 4.20 B. Hier ist nun keine Umfangsvariation mehr sichtbar, was vor allem in der Form der Spaltströmung und deren Interaktion mit dem Verdichtungsstoß auffällt. Die letzten beiden Bilder 4.20 C,D zeigen keinerlei Informationen in Umfangsrichtung. Zur Erstellung der Abbildungen wurde lediglich der zeitliche Verlauf für zwei unterschiedliche Traversierungspositionen aufgetragen. Diese Darstellung wird als Pseudoverteilung bezeichnet und durch das Zeitsymbol im *Contourplot* gekennzeichnet.

Die Ausbreitung der Spaltströmung unterscheidet sich deutlich. Stoßlage und -stärke sind weniger stark von der Mess- und Verarbeitungsmethode abhängig. Der Einfluss des Vorleitrads in Gehäusenähe führt also nicht zu einer deutlichen Änderung der Struktur der Passagenströmung, wie sie in Abschnitt 2.3 beschrieben wurde, sondern erwartungsgemäß vor allem zu einer Veränderung der Spaltströmung (siehe Abschnitt 2.5).

#### 4.2.2 Numerische Untersuchung des Leitrad-Rotor-Einflusses

In den vorangegangenen Abschnitten wurde auf Grundlage experimenteller Daten die Auswirkung der Vorleitradsabströmung untersucht. Die Strömungsstruktur inner-



halb der Rotorpassage konnte allerdings mit Hilfe der eingesetzten Messverfahren nur an Ein- und Austritt sowie an der Gehäusewand bestimmt werden.

Zur Erfassung der Strömung innerhalb der Rotorpassage können z. B. optische Messverfahren oder numerische Simulationen genutzt werden. Die hohen Umfangsgeschwindigkeiten machen den Einsatz von mitrotierenden traversierbaren Sonden äußerst aufwändig und sind daher im hier beschriebenen Aufbau nicht vorgesehen. Im Folgenden werden numerische Simulationen vorgestellt, mit denen die Strömung innerhalb der Rotorpassage untersucht werden kann. Da der Einfluss des Vorleittrads in Umfangsrichtung variiert, können nur Simulationen eingesetzt werden, die auch die zeitliche Änderung der Strömung auflösen. Anstelle von enorm ressourcenaufwändigen, transienten numerischen Simulationen werden hier *non-linear-harmonic* Simulationen (NLH) eingesetzt. Diese sehr zeiteffiziente Methode wurde von He und Ning [45] entwickelt und löst die instationäre Strömung nur für bestimmte Frequenzen. Das Vorgehen ist gerechtfertigt, weil auf Basis der Wanddruckmessungen im vorangegangenen Kapitel davon ausgegangen werden kann, dass dominante Strukturen periodisch mit der Schaufelteilung auftreten und – zumindest am Gehäuse – einen konstanten Phasenversatz aufweisen. Solche Effekte werden durch den Einsatz von NLH-Simulationen erfasst.

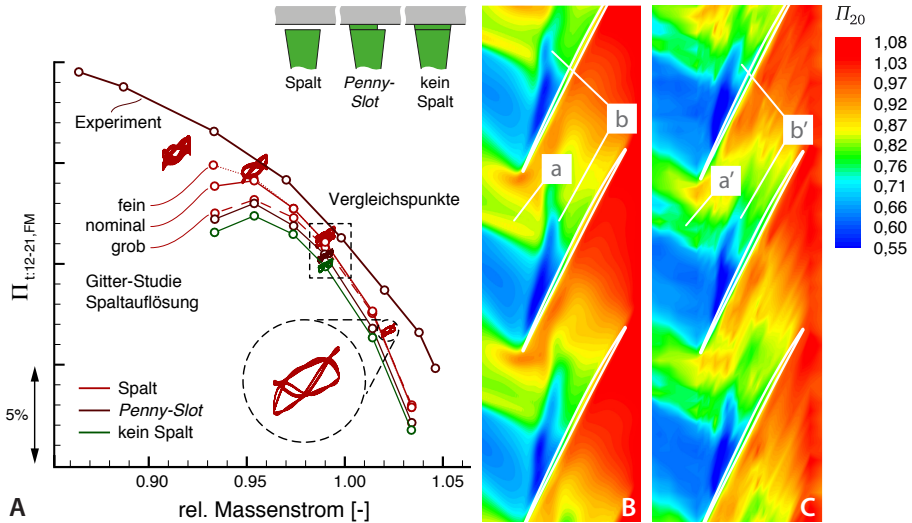
Die Simulationen wurden mit dem kommerziellen Programm *FineTurbo* von *Nu-meca* in Zusammenarbeit mit *Leichtfuß* durchgeführt. Weitere Informationen zur Implementierung der NLH-Methode in *FineTurbo* finden sich in Vilmin et al. [89]. Zur Validierung des numerischen Aufbaus und als Startlösung für die harmonischen Rechnungen dienen stationäre Rechnungen, die keine transiente Interaktion der Schaufelreihen berücksichtigen können. Darauf aufbauend werden unterschiedliche Betriebspunkte und Geometrie-Modelle untersucht.

Das blockstrukturierte Netz der Rotorpassage besteht aus 3,6 Mio. Zellen. Der Spitzenspalz des Rotors entspricht dem tatsächlichen »heißen« Laufspalt und wird in 33 Schichten aufgelöst.

Die Vorleitradpassage wird mit 2,7 Mio. Zellen diskretisiert. Rotor- und Vorleitradnetz lösen die Grenzschicht bis in die viskose Unterschicht auf ( $y_+ < 1$ ).

Da die Statorströmung nicht im Fokus dieser Simulation liegt, sondern lediglich realistische Randbedingungen (Potentialwirkung) für den Rotor erzeugen soll, wird hier ein größeres Netz eingesetzt. Die Passage wird mit 160.000 Zellen abgebildet und die Grenzschicht mit Wandfunktionen angenähert.

Die Turbulenz wurde mit dem Ansatz von *Spalart* und *Almaras* modelliert [83]. Weitere Angaben zur Erstellung und Durchführung der Simulation sowie die Auswertungsmethoden sind *Leichtfuß et al.* [58] zu entnehmen.



**Abbildung 4.21:** Ergebnisse der numerischen Simulation im Vergleich zu den experimentell ermittelten Werten: A) Kennfeld des Totaldruckaufbaus über Vorleitrad und Rotor, B) Wanddruckverteilung der num. Simulation mit komplettem Spalt, C) Wanddruckverteilung des Experiments

Wie in Abb. 4.21 A zu sehen, wird der Trend der Kennlinie durch alle Simulationen gut wiedergegeben.<sup>41</sup> Durch den im Vergleich zur NLH geringeren Aufwand der stationären Simulationen können mehr Betriebspunkte simuliert und so eine Kennlinie erzeugt werden.

Das Vorleitrad der untersuchten Verdichterstufe besitzt *Penny-Slots*, deren Auswirkung auf transiente, transsonische Verdichtersimulationen noch nicht ausführlich untersucht worden ist.

Die drei hier dargestellten Simulationen stellen drei verschiedene Arten der *Penny-Slot*-Modellierung dar. Neben der geometrisch exakten, ist eine Simulation ohne Spalt und eine mit komplettem Spalt in Abb. 4.21 A zu sehen.<sup>42</sup> Da die Repräsentation des *Penny-Slots* durch einen kompletten Spalt die geringste Neigung zum Überrollen zeigt, ist sie die Basis für eine Untersuchung des Effekts der Rotorspaltauflösung. Der Vergleich der stationär simulierten Kennlinien zeigt, dass das Überrollen der

<sup>41</sup> Das Vorleitrad des Experiments ist für diese Messung aufgrund eines Fehlers in der Auswerteeinheit um 1° weiter geöffnet als das der Simulation.

<sup>42</sup> Die Geometrievariationen des *Penny-Slots* besitzen eine *nominale* Gitterauflösung im Rotorspalt.

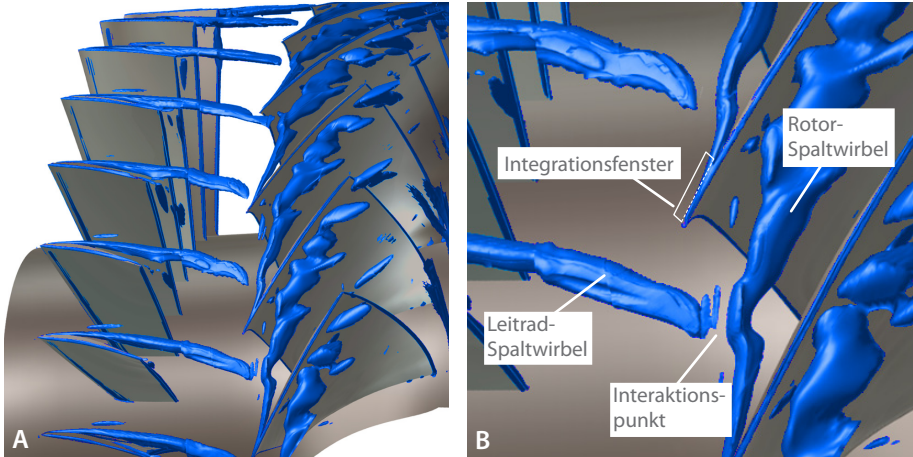
numerischen Kennlinie durch die Netzverfeinerung des Rotorspalts verzögert werden kann. Das Überrollen der Kennlinien ist also auf einen Modellierungsfehler zurückzuführen und besitzt keine direkte physikalische Bedeutung. Während bei hohen Massenströmen die Spaltauflösung keine große Rolle spielt und alle Simulationen das gleiche Totaldruckverhältnis vorhersagen, treten deutliche Unterschiede für niedrigere Massenströme auf. Hier scheint eine höhere Auflösung des Rotorspalts den Verlauf der experimentell ermittelten Kennlinie besser nachbilden zu können. Für alle numerischen Simulationen gilt, dass sie schlechter konvergieren, je weiter der Massenstrom abgesenkt wird.

Beim Einsatz von NLH-Simulationen werden die Gleichungen im Frequenzraum für eine feste Anzahl von Frequenzen gelöst. Durch die Rücktransformation in den Zeitraum entsteht dann ein zeitlich variantes Strömungsfeld. Es ist nun möglich, für jeden Zeitschritt einen Betriebspunkt zu bestimmen. In Abb. 4.21 A sind die Ergebnisse der NLH-Simulationen ohne zeitliche Mittelung eingetragen, sodass die Betriebspunkte als »Wolken« erscheinen. Die Ausdehnung der Wolke ist ein Maß für die Schwankung der Passagenströmung im Rotor. Wie bereits bei den Wanddruckmessungen gezeigt, erhöht sich die Umfangsvariation mit der Reduktion des Massenstroms.

Die NLH-Ergebnisse folgen sowohl den Ergebnissen der stationären Simulation für hohe als auch den experimentellen Ergebnissen für niedrige Massenströme in ausreichender Weise. Die Analyse der numerischen Ergebnisse wird für die in Abb. 4.21 A eingezeichneten Vergleichspunkte durchgeführt. Keine der Kennlinien zeigt ein deutliches Überrollen, sodass die Simulationen vergleichbar sind. Die Gegenüberstellung der unterschiedlichen *Penny-Slot* Simulationen zeigt die beste Übereinstimmung für den Fall mit komplettem Spalt (siehe Abb. B.7 im Anhang), diese werden nun weiter untersucht.

Neben dem Vergleich von Simulation und Experiment in Form von Kennfeldern, können auch die im vorangegangenen Abschnitt präsentierten instationären Wanddrücke herangezogen werden. Abbildung 4.21 B zeigt den numerisch ermittelten statischen Wanddruck. Der Vergleich mit den experimentellen Daten in Abb. 4.21 C zeigt eine sehr gute Übereinstimmung. Zwar sind leichte Unterschiede im Stoßsystem zu sehen (**a**, **a'**), was auf Netzeinflüsse der stromaufliegenden Grenze deutet, allerdings wird die Umfangsvariation der Spaltströmung (**b**, **b'**) sehr gut wiedergegeben. Es ist somit davon auszugehen, dass auch in der Passagenströmung die Auswirkung des Vorleitrads nachweisbar ist.

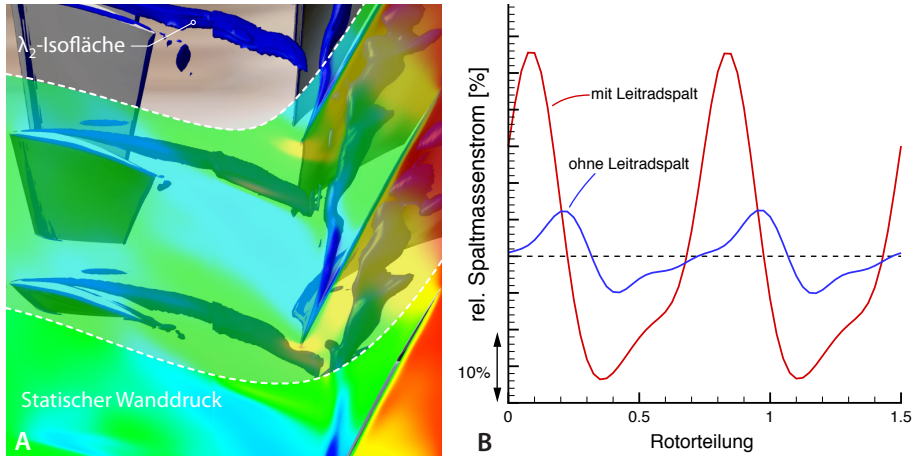
Das Ergebnis einer numerischen Simulation enthält eine räumliche Verteilung aller thermodynamischen Größen. Zur Untersuchung des Vorleitradeinflusses wird das Strömungsfeld nun auf Wirbelstrukturen untersucht. Hierfür wird das Verfahren von Jeong und Hussain [53] eingesetzt. Die Visualisierung des Wirbels durch Isoflächen



**Abbildung 4.22:** Visualisierung des Wirbelsystems in Vorleitrad und Rotor durch das  $\lambda_2$ -Kriterium (Isofläche  $\lambda_2 < 0$ ): A) Gesamtansicht, B) Skizze der Integrationsfläche zur Bestimmung der Spaltmassenstromvariation

des negativen zweiten Eigenwerts ( $\lambda_2$ ) hat keine direkte physikalische Bedeutung. Im Vergleich mit anderen Kriterien (z. B. Rotation) weist das  $\lambda_2$ -Verfahren aber ein deutlich robusteres Verhalten bei der Anwendung auf technische Probleme auf [53]. Basis dieser Wirbelvisualisierung ist die Annahme, dass im Wirbelkern der Druck geringer ist, als in der angrenzenden Strömung. Im Gradientenfeld des Drucks müssen deswegen zwei negative Eigenwerte vorhanden sein. Abbildung 4.22 zeigt Isoflächen von  $\lambda_2 = 0$ . Es fällt auf, dass neben dem erwarteten Spaltwirbel des Rotors auch ein Wirbel durch den Spalt des Vorleitrads erzeugt wird.

Weiterhin fällt auf, dass die Interaktion der beiden Wirbel zu einem stromauf gerichteten »Ausbeulen« des Spaltwirbels führt (siehe Abb. 4.22 B). Dieser Effekt deckt sich mit den experimentellen Ergebnissen in Abb. 4.17. Zur weiteren Überprüfung des Zusammenhangs der Wirbelstruktur und der Wanddruckverteilung sind in Abb. 4.23 A die Ergebnisse aus den vorangegangenen Abbildungen zusammengefügt. Die Bereiche niedrigen Drucks fallen mit der Position der  $\lambda_2$ -Isoflächen des Rotor-spaltwirbels zusammen, sodass auch in den experimentellen Ergebnissen davon ausgegangen werden kann, dass der Verlauf des Spaltwirbels durch niedrigen Gehäusewanddruck gekennzeichnet wird. Zur Isolierung des Effekts des Vorleitradspalts ist in Abb. 4.23 B der relative Massenstrom durch die ersten 13 % des Rotorspalts dargestellt (siehe Abb. 4.22 B, Integrationsfenster). Die stromabliegende Grenze des Fensters markiert den Punkt, an dem der Rotorspaltwirbel in die Passage eindringt. Im Falle der spaltlosen Simulation des Vorleitrads bildet sich kein Wirbel im Vor-



**Abbildung 4.23:** A) Vergleich des statischen Wanddrucks mit der Struktur der  $\lambda_2$ -Isoflächen, B) Variation des Spaltmassenstroms auf Grund von Vorleitradeffekten

leitradschlalt aus. Die daraus resultierende Variation des Spaltmassenstroms ist deutlich geringer im Vergleich zur Simulation mit Vorleitradschlalt. Der Rotorspaltmassenstrom mit und ohne Modellierung des Schlalts im Vorleitradschlalt ändert sich nicht signifikant und ist im Falle des VIGV-Schlalts sogar 1,5% größer. Die größte Änderung ist die um Faktor drei verstärkte Umfangsvariation der Spaltmassenströmung. Der Unterschied der Schwankung des Spaltmassenstroms beruht auf dem zusätzlichen Einfluss des Penny-Slot-Wirbels. Die Druckverteilung auf der Druckseite des Profils wird durch den Spaltwirbel beeinflusst und führt so zu einer Variation der Spaltströmung in der nachfolgenden Passage. Dieser Effekt ähnelt den *rotating instabilities* in Abb. 2.10 B. Dieser wird hier allerdings nicht durch die Instabilität eines Wirbelpaars hervorgerufen, sondern durch die Interaktion von Penny-Slot- und Spaltwirbel.

Die Kombination der experimentellen und numerischen Ergebnisse ermöglicht es, die aerodynamischen Mechanismen der Interaktion zu untersuchen. Die durch das Vorleitradschlalt erzeugte Umfangsvariation der Zuströmung führt auch zu einer zeitlichen Variation der Rotorpassagenströmung. Diese Inhomogenität mischt sich nicht aus und ist sogar hinter dem Stator noch messbar. Die Ergebnisse der numerischen Simulation legen den Schluss nahe, dass die Rotorspaltströmung vor allem durch die Interaktion mit dem Penny-Slot-Wirbel beeinflusst wird. Der Vergleich der Wanddruckverteilungen für verschiedene geometrische Repräsentationen des Penny-Slots in Abb. B.7 B lässt sogar darauf schließen, dass der Profilmachlauf des

Vorleitrads im Vergleich zum *Penny-Slot*-Wirbel einen deutlich geringeren Einfluss auf die Umfangsva-riation hat.

### 4.3 Einfluss des Vorleitrads auf die Betriebsgrenze des Verdichters

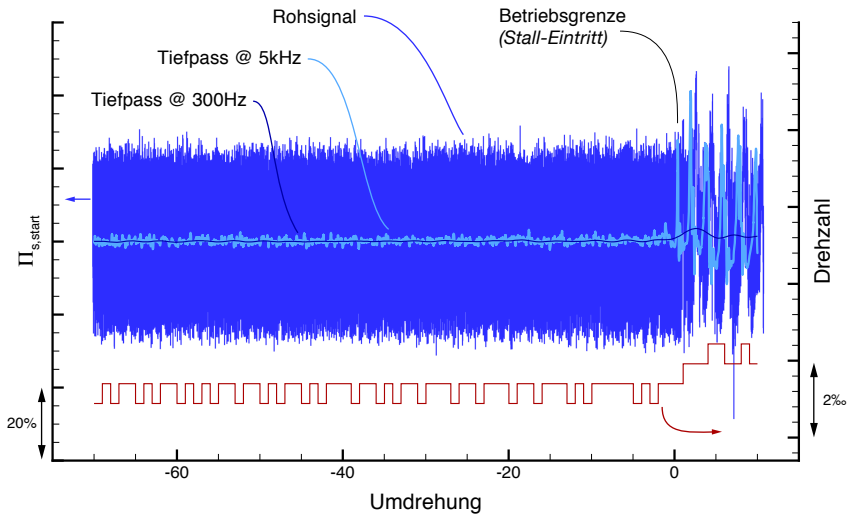
Untersuchungen an der aerodynamischen Betriebsgrenze eines transsonischen Verdichters können nur mit Hilfe von zeitlich hochauflösenden Messmethoden durchgeführt werden. Da die aerodynamischen Vorgänge bei Auslegungsdrehzahl zeitliche Skalen in der Größenordnung von  $100\ \mu\text{s}$  haben, wird hierfür die bereits beschriebene Wanddruckinstrumentierung genutzt. Bei einer Abtastfrequenz von 500 kHz entspricht dies ca. 70 Messpunkten pro Schaufelpassage, was ausreichend ist, um Strömungsphänomene innerhalb einer Passage aufzulösen. Allerdings wird jeweils nur an einer Position am Umfang der zeitliche Verlauf gemessen. Die Detektion einer *Stall*-Zelle und damit auch das Erreichen der Betriebsgrenze ist somit nicht »passagengenau« möglich. Unter der Annahme, dass *Stall*-Zellen mit halber<sup>43</sup> Rotorfrequenz ( $\Omega$ ) umlaufen, ergibt sich aber eine ausreichende Genauigkeit von zwei Umdrehungen. Durch die synchrone Aufzeichnung von Wanddruck und Wellen- trigger steht außerdem die transiente Rotordrehzahl als zusätzliche Messgröße zur Verfügung, um das Erreichen der Betriebsgrenze zu erkennen.

Der Versuchsablauf ist dabei wie folgt: Mit Hilfe der Drossel wird ein stationärer Arbeitspunkt des Verdichters nahe der Betriebsgrenze gewählt. Durch einen Gleichstrommotor an der Drossel wird diese dann mit konstanter Geschwindigkeit geschlossen. Das Erreichen der Betriebsgrenze ist durch hohe Schwingungsamplituden der Rotorschau-feln und einer deutlichen Änderung des Betriebsgeräusches erkennbar. Darauf folgt die Öffnung eines *Bypass*-Ventils manuell durch den Experimentator. Die Untersuchung des Verhaltens des Verdichters beim Erreichen der Betriebsgrenze erfolgt in zwei Schritten. Zuerst werden die zeitlichen Verläufe einzelner Sensoren untersucht. Darauf folgt die Betrachtung aller Sensoren, um mögliche Strukturen zu identifizieren und den Zeitreihen einzelner Sensoren zuzuordnen. Hierbei werden die gleichen Konfigurationen der vorangegangenen Kapitel untersucht (siehe Tab. 4.2). Für jede Konfiguration werden – soweit möglich – mehrere Messungen beim Erreichen der aerodynamischen Betriebsgrenze durchgeführt.<sup>44</sup>

---

<sup>43</sup> Der Zusammenhang zwischen der Ausbreitungsgeschwindigkeit einer *Stall*-Zelle und der Drehfrequenz des Rotors ist nicht hinreichend geklärt. Allerdings werden von unterschiedlichen Autoren an verschiedenen Prüfständen gleiche Größenordnungen berichtet (vgl. *Camp et al.* [17], *Bergner et al.* [9] und *Gannon et al.* [32]).

<sup>44</sup> Aufgrund der hohen mechanischen Belastung der OPN-Konfiguration beim Erreichen der Betriebsgrenze liegt hier nur eine Zeitreihe vor.



**Abbildung 4.24:** Exemplarischer Druck- und Drehzahlverlauf beim Erreichen der Betriebsgrenze, Konfiguration NOM

#### 4.3.1 Zeitreihen einzelner Sensoren

Das Rohsignal der Wanddruckmessung wird erwartungsgemäß durch die große Druckschwankung zwischen Druck- und Saugseite dominiert. Somit ist die Untersuchung des Drucksignals über mehr als eine Umdrehung nicht sinnvoll. Nichtpassagenperiodische Druckschwankungen mit niedriger Amplitude sind im Rohsignal nicht erkennbar. Durch den Einsatz von Tiefpassfiltern wird das Drucksignal deswegen für die jeweiligen Zeitskalen oder Frequenzbänder aufbereitet.<sup>45</sup> So werden Effekte wie »Spikes« oder »modale Aktivitäten« detektierbar. Die Tiefpassfilterung ist durch den großen Frequenzabstand zwischen Blattfolge- und Rotorfrequenz sowie der hohen Abtastrate problemlos möglich. Abbildung 4.24 zeigt eine Zusammenstellung der eingesetzten Filterungen. In blau sind die Drucksignale des ersten Sensors dargestellt sowie das Ergebnis der zwei eingesetzten Tiefpassfilter; in rot ist zusätzlich die einmal pro Umdrehung berechnete Drehzahl aufgetragen. Alle Signale zeigen eine deutliche Änderung beim Erreichen der Betriebsgrenze. Die Drucksignale weisen eine Schwingung auf, die durch die umlaufende Stall-Zelle

<sup>45</sup> Alle Filter sind mit *design.lowpass* von *Matlab* berechnet. Der Filterentwurf erfolgt nach *FIR-Equiripple*. Die Filterung wird mit *filtfilt* zur Reduktion des Phasenversatzes durchgeführt.

verursacht wird. Der Lastabwurf des Rotors führt zu einer Erhöhung der Drehzahl. In allen folgenden Abbildungen wird das Drucksignal über die Rotorumdrehungen dargestellt. Auf die Darstellung der Drehzahl wird aus Gründen der Übersichtlichkeit verzichtet.

Das ungefilterte Signal lässt keinen Unterschied zwischen den einzelnen Konfigurationen erkennen und wird daher nicht zur Interpretation der aerodynamischen Vorgänge nicht eingesetzt. Die Vorhersage (*a priori*) des bevorstehenden *Stall*-Eintritts ist so nicht möglich, allerdings kann der zeitliche Verlauf als *Stall*-Erkennung (*a posteriori*) eingesetzt werden. Beim Vergleich aller experimentellen Daten fällt auf, dass der *Stall* nicht nur durch das Auftreten der *Stall*-Zelle im Frequenzraum bestimmbar ist, sondern sich auch durch höhere Maxima und niedrigere Minima im Wanddruck bemerkbar macht. Das Überschreiten der Betriebsgrenze kann dadurch innerhalb von maximal zehn Umdrehungen erkannt werden, was einer maximalen Zeitspanne von 30 ms bei Nenndrehzahl entspräche. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit der *Stall*-Zelle liegt bei allen Messungen bei 50 %  $\Omega$ .

Mit einer Tiefpassfilterung bei einer Grenzfrequenz von 55 %  $\Omega$  werden die Zeitreihen auf modale Aktivitäten vor dem Erreichen der Betriebsgrenze untersucht.<sup>46</sup> Experimentelle Untersuchungen an Verdichtern von *Camp* und *Day* konnten so die Entstehung von *Modal-Stall* bzw. das Auftreten von *modal instabilities* nachweisen. In Abb. 4.25 A sind die zeitlichen tiefpassgefilterten Signalverläufe von 13 unabhängigen Messungen dargestellt und nach Konfigurationen gegliedert. Für jedes Experiment sind jeweils die Druckverläufe von Sensor 1 (rote) und Sensor 19 (blaue) gezeigt.<sup>47</sup> Nach dem Modell von *Emmons* [28] zur Entstehung von *Modal-Stall* würde ein Ansteigen des Drucks am ersten Sensor – einer Reduktion der Zuströmgeschwindigkeit und Erhöhung des Anstellwinkels – mit dem Anstieg des hinteren Sensors einhergehen.

Sowohl zwischen den Konfigurationen als auch innerhalb einer Konfiguration treten deutliche Unterschiede auf (z. B. Markierungen m'7 und m8). Somit kann auch kein Zusammenhang zwischen Konfiguration und modaler Aktivität gefunden werden. Die Modell-Annahme von *Emmons* wird nur für die REF-Konfiguration in ausreichender Weise erfüllt (Markierungen m1-m5), die Konfigurationen OPN und NOM zeigen sogar ein gegensätzliches Verhalten der Druckverläufe vor und hinter dem Rotor (Markierungen m'6 und m'7). Durch die großskalige Betrachtung – in der

<sup>46</sup> Filterparameter:  $F_{\text{pass}} = 175 \text{ Hz}$ ,  $F_{\text{stop}} = 300 \text{ Hz}$ ,  $A_{\text{pass}} = 0,01 \text{ dB}$ ,  $A_{\text{stop}} = 80 \text{ dB}$ . Für diese Parameter kann bei einer Abtastfrequenz von 500 kHz kein stabiler Filter ausgelegt werden. Deswegen wird das Signal zuerst auf eine niedrigere Abtastfrequenz umgerechnet.

<sup>47</sup> Zur besseren Vergleichbarkeit sind alle Druckwerte auf den Mittelwert der ersten 10 Umdrehungen bezogen.



Größenordnung von einer Umdrehung – können keine Rückschlüsse auf die aerodynamischen Vorgänge in einer Schaufelpassage gezogen werden. Das Auftreten modaler Aktivität ist nur bei einer einzigen Konfiguration symptomatisch für das Erreichen der Betriebsgrenze.

Die Tiefpassfilterung mit einer Grenzfrequenz von 40 % BPF ermöglicht es, kleinskaligere Strukturen aufzulösen.<sup>48</sup> Untersuchungen von *Bergner* [8] und *Müller* [71] konnten so die Entstehung einzelner *Spikes* nachweisen und deren Dämpfung oder Zunahme verfolgen.

Abbildung 4.25 B zeigt einen Ausschnitt von zwölf Umdrehungen vor dem Erreichen der Verdichterbetriebsgrenze sowie sechs Umdrehungen danach. Der zugehörige Bereich ist in Teil A der Abbildung eingezeichnet.

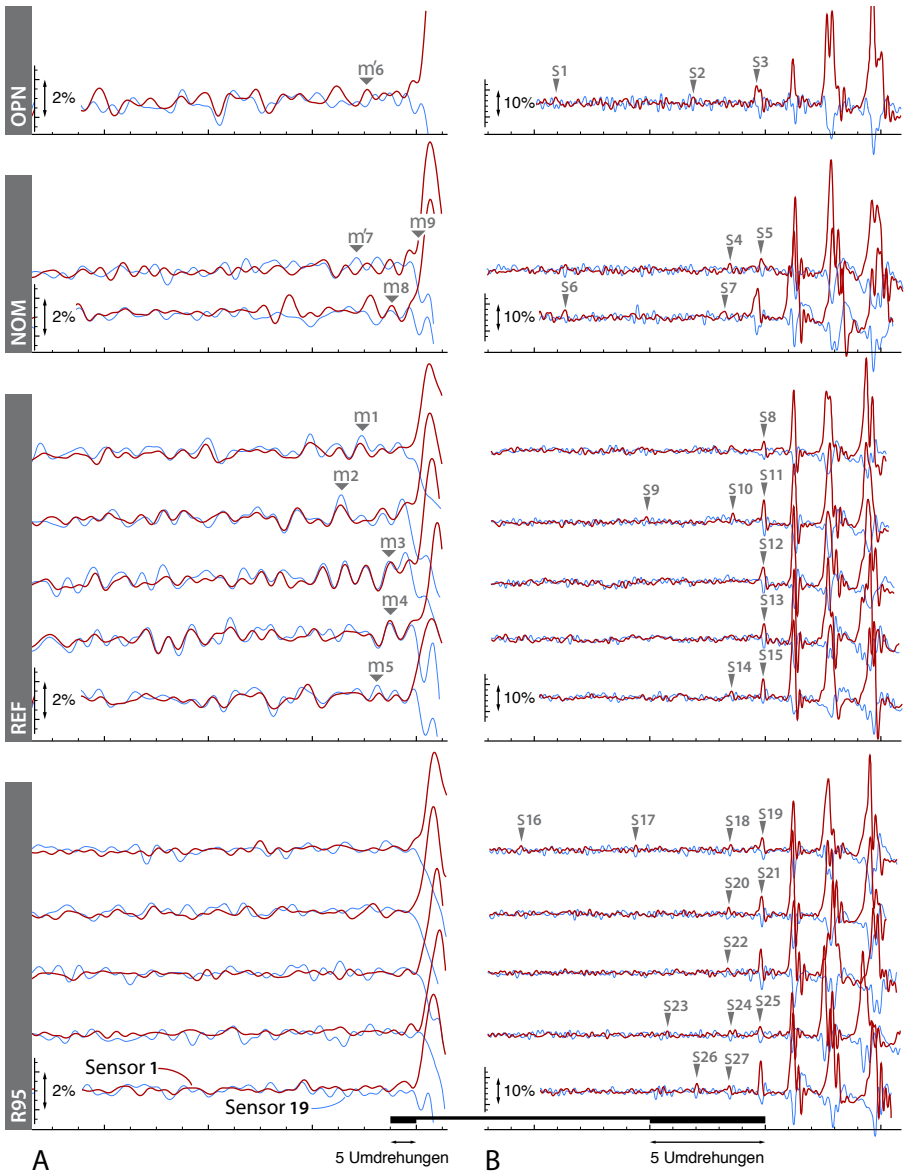
Untersuchungen an anderen Prüfständen weisen normalerweise eine Zeitspanne von 10-20 Umdrehungen auf, in der eine kleine Störung (*Spike*) zu einer *Stall*-Zelle heranwächst. Diese Zeitspanne ist bei keinem der Experimente zu erkennen, vielmehr treten *Spikes* nur vereinzelt und mit geringer Amplitude auf, ohne an Intensität und Ausdehnung zu wachsen. Innerhalb einer Umdrehung werden sie vollständig gedämpft und sind dann nicht mehr detektierbar (beispielsweise Abb. 4.25 B, Markierungen s1, 6, 16). Beim Erreichen der Betriebsgrenze wachsen sie dann innerhalb von ein bis zwei Umdrehungen zu einer *Stall*-Zelle heran, sodass die Differenzierung zwischen *Spike* und *Stall*-Zelle hier auf Basis der Zeitreihen unmöglich wird (beispielsweise Abb. 4.25 B, Markierungen s10/11). Durch das stromauf Wandern des Verdichtungsstoßes steigt der Druck am vorderen Sensor an. Das umgekehrte Verhalten tritt – mit geringerer Amplitude – am hinteren Sensor auf (vgl. *Deppe et al.* [27]).

Ähnlich dem Auftreten modaler Aktivität ist auch das Auftreten von *Spikes* innerhalb der verschiedenen Konfigurationen weder gleichförmig noch mit der Stellung des Vorleitrads korrelierbar.

Die strikte Einordnung der experimentellen Ergebnisse in eine der klassischen Unterteilungen *Spike-Type-Stall-Inception* oder *Modal-Stall-Inception* kann auf Basis der Zeitreihenanalyse nicht durchgeführt werden. Vielmehr scheint es sich um Mischformen zu handeln, die auch in den numerischen Simulationen von *Chen et al.* [18] auftreten. Beim Erreichen der aerodynamischen Betriebsgrenze entsteht ein *Spike*, der innerhalb kurzer Zeit zu einer *Stall*-Zelle wächst. Dies geschieht in gleicher Weise unabhängig vom Auftreten modaler Aktivität. Die große Streuung der experimentellen Ergebnisse unterstreicht zudem den chaotischen Charakter der Passagenströmung beim Erreichen der aerodynamischen Betriebsgrenze.

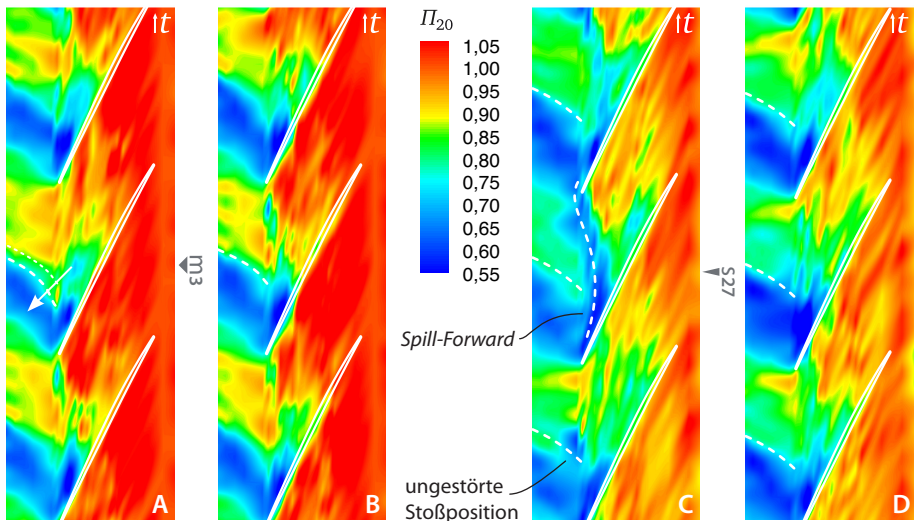
---

<sup>48</sup> Filterparameter:  $F_{\text{pass}} = 2,5 \text{ kHz}$ ,  $F_{\text{stop}} = 5 \text{ kHz}$ ,  $A_{\text{pass}} = 0,01 \text{ dB}$ ,  $A_{\text{stop}} = 80 \text{ dB}$



**Abbildung 4.25:** A) 55%  $\Omega$  Tiefpass, zur Visualisierung von modaler Aktivität. B) 40% BPF Tiefpass, zur Visualisierung von Spikes

Die kontinuierliche Messung des Wanddrucks ermöglicht im stationären Betrieb die Darstellung einer Pseudoverteilung, in der – bei korrekter Skalierung der Zeitachse – die Passagendruckverteilung visualisiert und untersucht werden kann. Diese Deutung der Druckverteilung ist für transiente Betriebspunkte nicht in gleicher Weise möglich und muss beachtet werden, wenn im Folgenden die Pseudodruckverteilungen der modalen Aktivität (m3) und eines *Spice* (s19) dargestellt werden. Abbildung 4.26 A zeigt die Druckverteilung von zwei Passagen der modalen Aktivität (m3) aus Abb. 4.25. In Teil B sind die gleichen Passagen im folgenden Druckminimum dargestellt.



**Abbildung 4.26:** Stationäre Druckverteilung nahe der aerodynamischen Betriebsgrenze:  
A) Druckmaximum der modalen Aktivität m3 in Abb. 4.25, B) korrespondierendes Druckminimum von m3, C) Spike s27 aus Abb. 4.25, D) korrespondierende ungestörte Druckverteilung

Die Effekte treten in gleicher Weise auch bei allen anderen Versuchen auf, wenn diese modale Aktivitäten zeigen. Die Untersuchung von m3 bietet sich aber an, weil der Verdichter in den folgenden fünf Umdrehungen seine aerodynamische Betriebsgrenze erreicht und so mit s27 vergleichbar ist. Die Druckverteilungen in Abb. 4.26 A/B zeigen eine hohe zeitliche Periodizität. Wie zu erwarten, unterscheidet sich die Passagenströmung zwischen Druckmaximum und -minimum durch die Position des

Verdichtungsstoßes. Entsprechend der zweidimensionalen Theorie (vgl. Abb. 2.4) wandert der Stoß bei größerer Inzidenz stromauf. Zur besseren Visualisierung dieses Effekts ist der Bereich des Verdichtungsstoßes aus Teil B auch in Teil A eingetragen. Die Spaltströmung zeigt zwar in A und B keine deutliche Tendenz, in Richtung der Vorderkante der folgenden Rotorscheufel zu strömen, allerdings ist dies – mit Verweis auf Abb. 4.20 und 4.17 – kein hinreichender Beweis, dass dies auch für andere Phasenwinkel zwischen Rotor und Vorleitrad zutrifft.

Die modale Aktivität entspricht dem Modell von *Emmons*. Vor dem Erreichen der aerodynamischen Betriebsgrenze treten in allen Konfigurationen zusätzlich *Spikes* auf. Die Druckverteilung des *Spikes* s27 ist in Abb. 4.26 C/D dargestellt. Auffällig ist, dass die Druckverteilung generell eine höhere Inhomogenität aufweist. Außerdem ist die Periodizität im Vergleich mit Teil A/B deutlich geringer ausgeprägt, was dem deutlich kleinskaligeren Charakter eines *Spikes* entspricht. Wie bereits aus anderen Experimenten bekannt, wandert der Verdichtungsstoß während eines *Spikes* stromauf. Zwar ist es nicht möglich, die Struktur der Spaltströmung zu rekonstruieren, allerdings weisen Bereiche niedrigen Wanddrucks hinter der Stoßfront der ungestörten Strömung in Teil C auf *Spill-Forward* hin. In der hier untersuchten Verdichterstufe ist die Struktur eines *Spikes* in allen Experimenten ähnlich und zeichnet sich durch folgende Phänomene aus: Die Ausdehnung liegt in der Größenordnung von zwei bis drei Passagen, der Stoß wandert im Vergleich zur ungestörten Zuströmung deutlich stromauf, der Druckaufbau über den Stoß wird geringer, *Spill-Forward* tritt ein.

Die Untersuchung verschiedener Verdichterkonfigurationen lässt keinen eindeutigen Einfluss des Vorleitrads erkennen. Die hohe Variation der experimentellen Ergebnisse innerhalb einer Konfiguration zeigen zudem nur Tendenzen auf. Das chaotische Verhalten der Strömung beim Erreichen der Betriebsgrenze macht eine detaillierte, allgemein gültige Beschreibung unmöglich. Die Betriebsgrenze wird bei allen Untersuchungen durch das Auftreten von *Spikes* angekündigt, die innerhalb von ein bis drei Umdrehungen zu *Stall*-Zellen wachsen. Modale »Instabilitäten« wie sie von *Chen et al.* [18] oder *Gannon et al.* [32] beschrieben werden, treten nur bei einer Konfiguration (REF) auf und unterscheiden sich dort mitunter deutlich in Amplitude und Ausdehnung.

# 5 Diskussion

Im ersten Teil der Diskussion werden die Ergebnisse der vorangegangenen Abschnitte mit dem Stand der Technik aus Kapitel 2 verglichen. Darauf folgt eine Beschreibung des Vorleitrad-Nachlaufs und dessen Auswirkung auf die aerodynamische Betriebsgrenze des Verdichters.

## 5.1 Vergleich zum Stand der Technik

Die vorgestellten Ergebnisse der experimentellen und numerischen Untersuchung des anderthalbstufigen transsonischen Verdichters erweitern das Verständnis der Strömungsvorgänge in transsonischen Verdichtern. Insbesondere ermöglichen sie zusätzliche Erkenntnisse im Bereich der Schaufelinteraktion und der aerodynamischen Betriebsgrenze.

### 5.1.1 Kennlinie und Verdichterströmung

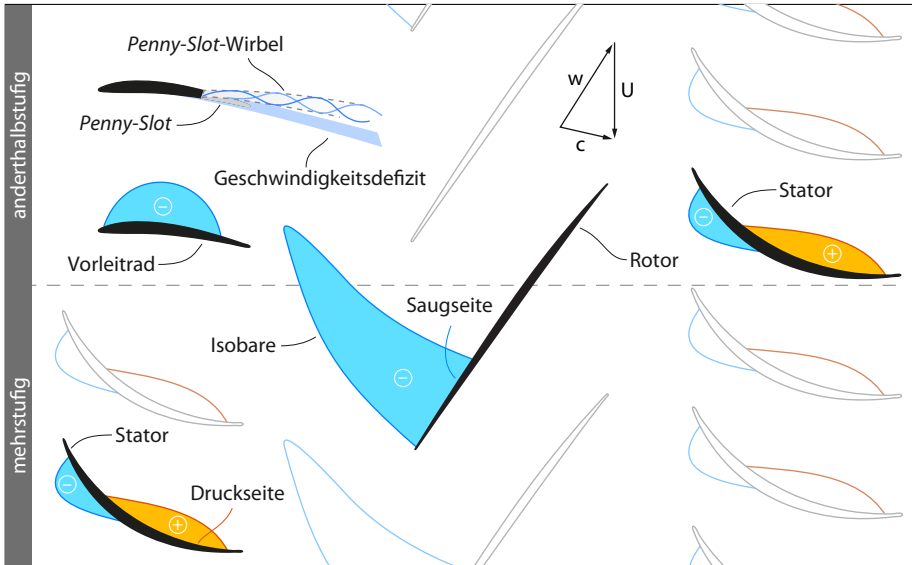
Beim Vergleich der gemessenen und simulierten Verdichterkennfelder im vorangegangenen Kapitel mit dem Stand der Technik sind keine Abweichungen zur allgemeinen Theorie zu erkennen. Das Verhalten der Kennlinie bei Änderung von Vorleitradstellung ( $\alpha$ ) oder Drehzahl ( $N$ ) entspricht weitestgehend der reibungsfreien Vorhersage (vgl. Abb. 4.6, Seite 57). Position und Form des Verdichtungsstoßes, der Prandtl-Meyer-Expansion und des Spaltwirbels zeigen ebenfalls kein widersprüchliches Verhalten zum Stand der Technik (vgl. Abb. 4.11, Seite 66).

Es kann also davon ausgegangen werden, dass die dargestellten Effekte auch auf andere Verdichter ähnlicher Bauweise übertragbar sind.

### 5.1.2 Einfluss des Vorleitradnachlaufs

Bevor in diesem Abschnitt die Interaktion von Rotor und Vorleitrad beschrieben wird, muss erst ein bedeutender Unterschied zwischen dem hier untersuchten anderthalbstufigen und einem Verdichter im Mehrstufenverband dargestellt werden. Abbildung 5.1 zeigt schematisch die beiden Aufbauformen. Vorleitrad und

stromauf liegender Stator haben unterschiedliche Druckverteilungen. Im Falle eines Vorleitrads trifft der Verdichtungsstoß<sup>49</sup> auf die Saugseite des Vorleitrads, bei einem stromauf liegenden Stator findet die Interaktion mit der Druckseite statt. Es kann daher nicht ohne weiteres davon ausgegangen werden, dass die im Folgenden beschriebenen aerodynamischen Effekte in gleicher Weise an alle Rotoren einer mehrstufigen Maschinen auftreten, weil nur für den ersten Rotor geometrische Ähnlichkeit vorliegt.



**Abbildung 5.1:** Skizze zum Vergleich von Vorleiträdern und Statorn

Der in der Literatur beschriebene Zusammenhang zwischen aerodynamischer Profilbelastung des Leittrads und Leitradnachlaufstärke ist auch für den hier vermessenen Verdichter nachweisbar (vgl. Abb. A.4, Seite 110). Der Totaldruckverlust im Nachlauf des Vorleitrads nimmt mit der aerodynamischen Profilbelastung des Vorleitrads zu. Die numerischen Ergebnisse zeigen einen weiteren Effekt innerhalb der Passage. Durch den Penny-Slot zwischen Vorleitrads und Gehäuse entsteht ein Wirbel, dessen Intensität ebenfalls von der aerodynamischen Belastung des Vorleitrads abhängig ist. Die Form der Ausbreitung der Spaltströmung ist abhängig vom Phasenwinkel zwischen Vorleitrads und Rotor (vgl. Abb. 4.17, Seite 72) und wird von der numerischen

<sup>49</sup> Gleiches gilt im subsonischen Fall für das Potentialfeld der Rotorsaugseite.

Simulation nur beim Vorhandensein eines *Penny-Slots* vorhergesagt. Numerische Simulationen ohne einen *Penny-Slot* am Vorleitrad zeigen hingegen keine signifikante Umfangsva-riation der Spaltströmung. Die Simulationen lassen daher den Schluss zu, dass vor allem der *Penny-Slot*-Wirbel für die gehäusenahe Beeinflussung der Rotorströmung verantwortlich ist (vgl. Abb. B.7, Seite 117).

In den experimentellen Ergebnissen von *Mailach et al.* [63] werden an einem mehrstufigen Verdichter ähnliche Phänomene beschrieben. Als Erklärung für den Effekt ziehen *Mailach et al.* allerdings den *negative-jet*-Effekt bzw. die Wirbelstraße des Nachlaufs heran.

### 5.1.3 Betriebsgrenze

Bei den Untersuchungen des transienten Verdichterbetriebs nahe der aerodynamischen Betriebsgrenze treten beide Formen der »Verdichter-Instabilität« auf. Sowohl *Spikes* als auch modale Aktivitäten sind nachweisbar, bevor die Strömung in der Rotorpassage zusammenbricht.

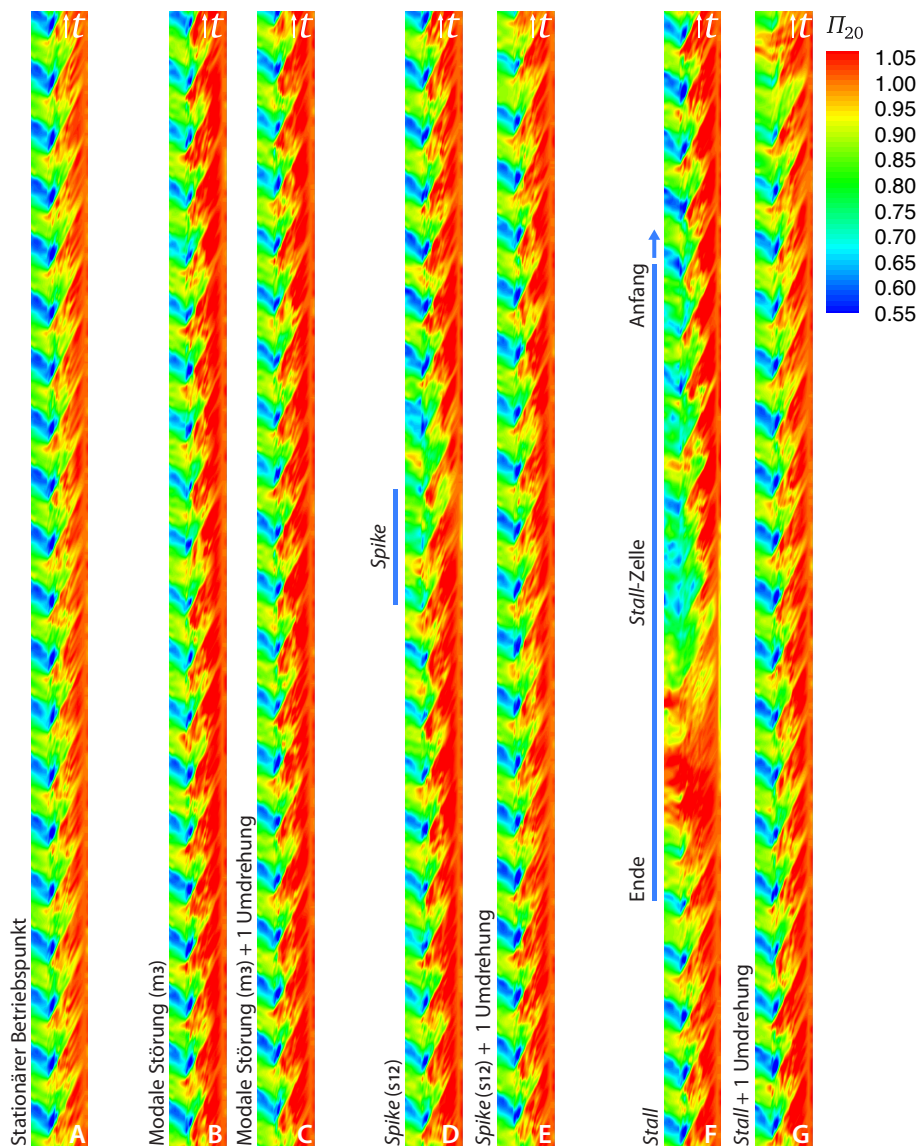
Allerdings erfolgt die Entwicklung der *Stall*-Zelle in allen Experimenten auf Basis eines *Spikes*. Der hier untersuchte Versuchsverdichter zeichnet sich außerdem durch ein sehr schnelles Wachstum des *Spikes* zur *Stall*-Zelle aus.

Die Unterscheidung von modalen Störungen und *Spikes* sowie der voll entwickelten *Stall*-Zelle ist mit Hilfe der Verteilung des instationären Wanddrucks möglich. Abbildung 5.2 stellt diese Phänomene dem ungestörten Fall (A) gegenüber. Wie in der Literatur mehrfach beschrieben, unterscheiden sich die Phänomene durch ihre zeitlichen und räumlichen Skalen sowie den unterschiedlichen Strömungszuständen innerhalb der Passage.

Modale Störungen (Abb. 5.2 B und C) zeigen keine deutlichen Unregelmäßigkeiten der Passagenströmung. Nur beim Vergleich der beiden Umdrehungen wird eine Verschiebung der Stoßfront sichtbar.

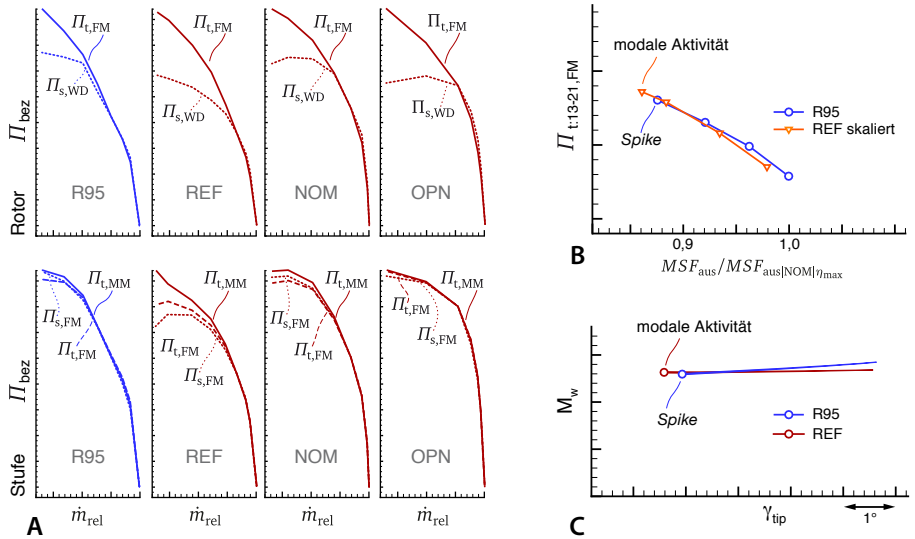
*Spikes* weisen eine deutlich kleinskaligere Störung auf. Im Gegensatz zum globalen Charakter der modalen Störung beeinflusst ein *Spike* das Rotorströmungsfeld sehr lokal. Diese Änderung ist aber im Vergleich mit einer modalen Störung viel deutlicher. Die Spaltströmung schwimmt nicht mehr durch die Passage ab, sondern trifft die Druckseite des nachfolgenden Profils. In manchen Fällen tritt sogar *spill-forward* auf.

Die voll entwickelte *Stall*-Zelle (siehe Abb. 5.2 F und G) zeigt erwartungsgemäß die größte Änderung der Strömungsstrukturen. Die Passagenströmung bricht vollkommen zusammen. Verdichtungsstoß, Prandtl-Meyer-Expansion und Spaltströmung verschwinden komplett.



**Abbildung 5.2:** Pseudo-Wanddruckverteilung der unterschiedlichen Strömungseffekte vor dem Stall-Eintritt (Konfiguration REF)





**Abbildung 5.3:** A) Vergleich von Mittelungs- und Messmethoden, B) Zuströmwinkel der Konfigurationen REF und R95

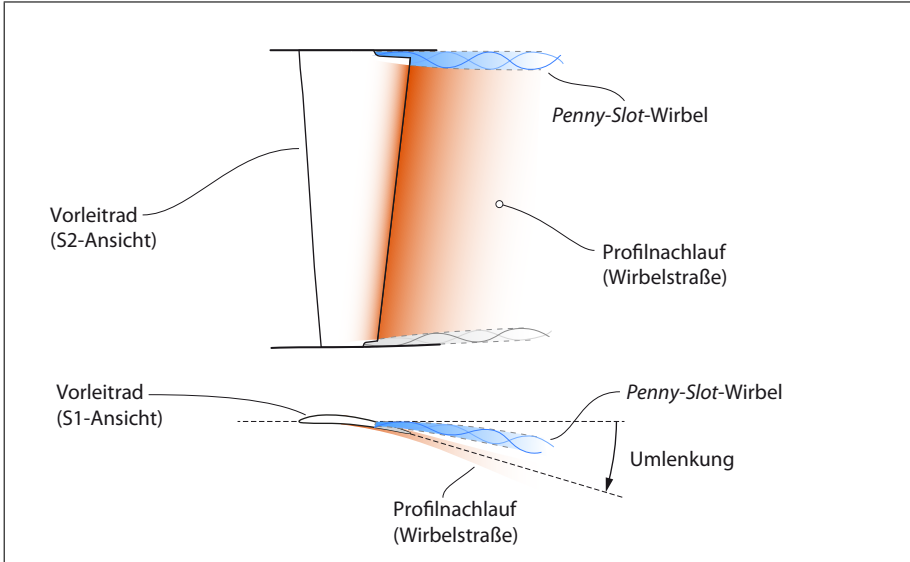
Die von *Camp* und *Day* vorgeschlagene Korrelation [17] der Steigung der Kennlinie mit dem Auftreten von modaler Aktivität oder *Spikes* kann für die präsentierten Daten nicht ohne weiteres nachvollzogen werden. Dies ist vor allem durch die Sensitivität der Kennliniensteigung auf Messposition und -methode zurückzuführen. Abbildung 5.3 A zeigt eine Zusammenfassung der Kennlinien, die mit unterschiedlichen Mittelungs- und Messmethoden berechnet wurden.

Um die Vergleichbarkeit der Kennlinienverläufe zu vereinfachen, sind die Totaldruckverhältnisse und Massenströme nach Gl. 5.1 skaliert worden.

$$\Pi_{bez} = \frac{\Pi - \Pi_{min}}{\Pi_{max} - \Pi_{min}} \quad \text{und} \quad \dot{m}_{rel} = \frac{\dot{m} - \dot{m}_{min}}{\dot{m}_{max} - \dot{m}_{min}} \quad (5.1)$$

Nur für die Konfiguration REF waren modale Störungen nachweisbar. Einzig das Druckverhältnis der statischen Wanddruckmessungen vor und nach dem Rotor zeigen annähernd das von *Camp* und *Day* beschriebene Verhalten.

Der ebenfalls von *Camp* und *Day* dargestellte Einfluss des Winkels der Profilstromung auf das Verhalten nahe der Betriebsgrenze ist allerdings sichtbar. Analog zu den Messungen von *Camp* und *Day* treten modale Störungen bei niedrigeren Inzidenzwinkeln.



**Abbildung 5.4:** Haupteffekte des Vorleitradeinflusses

Abbildung 5.3 Teile B/C zeigen hierzu erneut den Vergleich der aerodynamisch ähnlichen Testfälle R95 und REF aus Abschnitt 4.1.2. Wie von *Camp* und *Day* beschrieben, zeigt die aerodynamisch höher belastbare Stufe modale Aktivität vor dem Erreichen der Betriebsgrenze. Wie Abb. 5.3 C zeigt, kann die Konfiguration REF bei gleicher Anströmmachzahl ( $M_w$ ) mit kleineren Zuströmwinkeln, also einer größeren positiven Inzidenz betrieben werden.

## 5.2 Vorleitradeinfluss

Die Strömung stromab des Vorleitrads wird von drei Effekten dominiert. Neben der beabsichtigten Umlenkung sind dies: der Profelnachlauf in Form einer Wirbelstraße sowie der *Penny-Slot*-Wirbel. In Abb. 5.4 sind die beiden Effekte skizziert. Dabei wird davon ausgegangen, dass auch der nabenseitige *Penny-Slot* zur Entwicklung eines Wirbels führen würde. Im Relativsystem des Rotors führen diese zu einer periodischen Veränderung der Rotorpassagenströmung.

Die Ergebnisse der Wanddruckmessungen und die numerischen Simulationen zeigen übereinstimmend, dass dies zu einer Änderung der Spaltströmung des Rotors führt.

Der Einfluss des Vorleitrads hängt dabei von der aerodynamischen Profilbelastung des Vorleitrads ab. Große Umlenkwinkel im Vorleitrad führen sowohl zu einer stärkeren Wirbelstärke des Profilmachlaufs als auch zu einer stärkeren Ausbildung des *Penny-Slot-Wirbels*.

Untersuchungen an zwei Konfigurationen mit gleicher Rotorzuströmung, aber unterschiedlicher Vorleitradbelastung lassen darauf schließen, dass eine stärkere Interaktion zwischen Spaltwirbel und *Penny-Slot-Wirbel* »stabilisierend« auf das Betriebsverhalten des Verdichters wirkt.

Das Anpassen der Drehzahl zur Erhaltung der Machschen Ähnlichkeit der Rotorzuströmung führt zu einer Veränderung der Strouhal-Zahl (Gl. 5.2) von unter 1%, sodass davon ausgegangen werden kann, dass die Anregung der Spaltströmung ebenfalls ähnlich bleibt.

$$Sr = f \cdot \frac{l}{w} \quad (5.2)$$

Die Strouhal-Zahl ist das Produkt einer Frequenz ( $f$ ) mit einer charakteristischen Zeitskala ( $l/w$ ). In diesem Fall ist  $f$  die Anregung der Strömung in der Rotorpassage durch die Nachläufe des Vorleitrads. Als charakteristische Zeitskala wird die mittlere Verweildauer eines Luftteilchens in der Rotorpassage genutzt.

Nahe der aerodynamischen Betriebsgrenze treten in manchen Verdichterstufen *Rotating Instabilities* auf. Untersuchungen von *Bae et al.* [7] zeigen, dass die Strouhal-Zahl dieser rotierenden Störungen in einem Bereich von 0,6 – 0,9 liegen und durch die Instabilität des Spaltwirbels (*Crow-Instabilität* [21]) erklärt werden kann. Untersuchungen dieser Instabilität am transsonischen Darmstadt-Rotor-1 zeigen diesen Effekt ebenfalls, mit  $Sr = 0,589$  (siehe *Biela et al.* [12]). Durch die starke Anregung der Passagenströmung des Rotors durch das Vorleitrad tritt diese Instabilität im untersuchten Verdichter allerdings nicht auf.



# 6 Fazit

In der vorliegenden Arbeit werden die aerodynamischen Untersuchungen eines anderthalbstufigen transsonischen Forschungsverdichters vorgestellt und analysiert. Die dabei nachgewiesenen Effekte und Zusammenhänge werden im Abschnitt »Zusammenfassung« noch einmal in komprimierter Form vorgestellt. Die daraus resultierenden Fragestellungen für zukünftige Forschungsvorhaben sind in Abschnitt »Ausblick« aufgeführt.

## 6.1 Zusammenfassung

Zur vollständigen Charakterisierung einer Verdichterstufe sind Kennfelder unzureichend, wie die Untersuchungen zum Einfluss von Messposition und Mittelungsverfahren zeigen. Die Stellung des Vorleitrads und damit die aerodynamische Belastung der Schaufelreihen haben ebensoviel Einfluss auf die Form der Kennlinie wie die Wahl von Flächen- oder Massenstrommittelung der Messgrößen.

Durch den zusätzlichen Einsatz von piezoresistiven Wanddrucksonden können Kennfelddaten mit der Druckverteilung der Passagenströmung erweitert werden. Anhand von Stoßposition und Ausbreitung der Spaltströmung können dann weitere Aussagen zum Betriebspunkt des Verdichters gemacht werden.

Die Interaktion zwischen Vorleitrad und Rotor erfolgt von Seiten des Vorleitrads nicht nur durch den Profelnachlauf. Zusätzlich zu diesem bildet sich ein Wirbel am *Penny-Slot* des Vorleitrads. Dieser Wirbel ist maßgeblich für die Umfangsvariation der gehäusenahen Rotorströmung verantwortlich und führt in den Experimenten zu einer Erhöhung des Pumpgrenzabstands von 2%.

Trotz gleicher Startbedingungen treten deutliche Variationen des Betriebsverhaltens beim Erreichen der Betriebsgrenze auf. In allen Experimenten sind schnell wachsende *Spikes* für die Entstehung von *Rotating Stall* verantwortlich, wobei auch hier eine sehr große Streuung der Ergebnisse innerhalb und zwischen den einzelnen Konfigurationen auftritt. Modale Aktivitäten können prinzipiell vor dem Erreichen der aerodynamischen Betriebsgrenze auftreten, sind aber nicht für den Zusammenbruch der Passagenströmung verantwortlich.

Aus den gezeigten Ergebnissen ergeben sich Hinweise für den Auslegungsprozess sowie die numerische und experimentelle Untersuchung von anderthalbstufigen transsonischen Axialverdichtern.

Bei der Auslegung der Verdichterbeschaufelung werden vor allem stationäre 3D-Simulationen durchgeführt. Die Messergebnisse zeigen allerdings deutlich, dass transiente Effekte die Strömung beeinflussen und die Interaktion der Schaufelreihen nicht vernachlässigt werden kann. Durch den Einsatz von harmonischen Rechnungen lassen sich allerdings ein Großteil dieser Effekte abbilden. Deswegen sind diese den aufwändigen transienten Rechnungen vorzuziehen. Insbesondere für den Teillastbereich ist dies von großem Interesse, weil hier die variablen Leitschaufeln geschlossen werden und der *Penny-Slot*-Wirbel an Intensität gewinnt.

Die experimentelle Untersuchung von anderthalbstufigen Verdichtern erfordert eine deutlich aufwändigere Vermessung des Strömungsfeldes. Die Umfangsvariation der Strömung durch die Nachläufe des Vorleitrads setzt eine relative Traversierbarkeit von Vorleitrads und Stator gegenüber Wanddruck- und Kammsonden voraus.

## 6.2 Ausblick

Zur Abschätzung der Geometrieunabhängigkeit sollten alle hier vorgestellten Untersuchungen an einem weiteren anderthalbstufigen Verdichter durchgeführt werden. Durch den geschickten Einsatz von optischen Messverfahren könnte das gehäusenähe Strömungsfeld besser aufgelöst werden, um die Interaktion zwischen Vorleitrads und Rotor auch experimentell zu untersuchen und die numerischen Verfahren hier weiter zu validieren. Dabei ist vor allem eine genaue Charakterisierung der Vorleitradsabströmung wünschenswert.

Zur weiteren Untersuchung der Verdichterströmung müssen aber sowohl experimentelle als auch numerische Verfahren eingesetzt werden. Der geschickte Einsatz beider Ansätze ermöglicht es, die jeweiligen Mängel auszugleichen und Ergebnisse zu validieren.

Bei der Durchführung der Messungen wurde die DMS-Instrumentierung nur zur Überwachung der Schwingungsamplitude eingesetzt. Durch den synchronisierten Einsatz von DMS, instationären Wanddrucksonden und optischen Messverfahren wäre die Untersuchung der aeroelastischen Zusammenhänge möglich. Dies ist von Interesse, weil gerade beim Erreichen der aerodynamischen Betriebsgrenze kleine Störungen ausreichen, um die Entstehung von *Rotating Stall* hervorzurufen. Die großen Variationen in den vorgestellten Ergebnissen der Untersuchung der Betriebsgrenze könnten möglicherweise durch transiente aeroelastische Effekte erklärt werden.

Der Einsatz eines Vorleitrads zur Simulation der aerodynamischen Effekte in einer mehrstufigen Maschine muss durch den Einsatz eines doppelten Vorleitrads überprüft werden. Mit Hilfe zweier hintereinander angeordneter Leiträder kann ein stromaufliegender Stator simuliert werden. Da der Einfluss in Gehäusenähe durch

den *Penny-Slot*-Wirbel dominiert wird, sollte erforscht werden, ob der Drehsinn des *Penny-Slot*-Wirbels den Einfluss auf die Rotorspaltströmung verändert. Durch den vermehrten Einsatz von *Casing Treatments* in Triebwerken sind Untersuchungen zur Interaktion zwischen Vorleitrad, Rotor und *Casing Treatments* von großer Relevanz für den Auslegungsprozess.

Die vorangegangenen Möglichkeiten zur weiteren Untersuchung der Auswirkungen eines Vorleitrads in einem Flugtriebwerk sind Grundlagenuntersuchungen. Daran anschließend – bzw. möglicherweise auch begleitend – sollten Experimente durchgeführt werden, bei denen der Rotor beispielsweise mit umfangsvariablem Drall (*guide vane malschedule*) oder ungleichförmigem Rotorspitzenspalt betrieben wird, um die Auswirkungen von Fertigungstoleranzen und Verschleiß abschätzen zu können.





# Literaturverzeichnis

- [1] *European Aeronautics: A Vision For 2020*. Report of the Group of Personalities, 2001.
- [2] *Strategic Research Agenda Volume 2*. Advisory Council for Aeronautics Research in Europe, 1. Aufl., 2002.
- [3] *Strategic Research Agenda Volume 2*. Advisory Council for Aeronautics Research in Europe, 2. Aufl., 2004.
- [4] *Flightpath 2050 Europe's Vision for Aviation*. Report of the High Level Group on Aviation Research, 2011.
- [5] ADAMCZYK, J.: *Aerodynamic Analysis of Multistage Turbomachinery Flows in Support of Aerodynamic Design*. ASME Journal of Turbomachinery, 122, 2000.
- [6] AGARD: *Recommended Practices for Measurement of Gas Path Pressure and Temperatures for Performance Assessment of Aircraft Turbine Engines and Components*. Nr. 245. Advisory Group for Aerospace Research and Development, 1990.
- [7] BAE, J., K. BREUER und C. TAN: *Periodic Unsteadiness of Compressor Tip Clearance Vortex*. Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, (GT2004-53015), Vienna, Austria, June 14-17 2004.
- [8] BERGNER, J.: *Experimentelle Untersuchung der Strömung im Blattspitzenbereich eines transsonischen Axialverdichters nahe der Stabilitätsgrenze*. Dissertation, Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe, Technische Universität Darmstadt, 2006.
- [9] BERGNER, J., M. KINZEL, H.-P. SCHIFFER und C. HAH: *Short Length-Scale Rotating Stall Inception in a Transonic Axial Compressor – Experimental Investigation*. Proc. ASME Turbo Expo 2006, (GT2006-90209), Barcelona, Spain, May 8-11 2006.
- [10] BERGNER, J. und H.-P. SCHIFFER: *Experimental Investigation of the Flow in a Forward Swept Transonic Compressor Rotor at Stall Inception*. Proc. ASME Turbo Expo 2007, (GT2007-27638), Montreal, Canada, May 14-17 2007.
- [11] BIELA, C., C. BRANDSTETTER, F. HOLZINGER und H.-P. SCHIFFER: *Influence of Inlet Guide Vane Wakes on Performance and Stability of a Transonic Compressor*. Proc. 20th ISABE, (2011-1209), 2011.

- [12] BIELA, C., M. MÜLLER, H.-P. SCHIFFER und C. ZSCHERP: *Unsteady Pressure Measurement in a Single Stage Axial Transonic Compressor Near the Stability Limit*. Proc. ASME Turbo Expo 2008, (GT2008-50245), Berlin, Germany, June 9-13 2008.
- [13] BLAHA, C.: *Transsonischer Axialverdichter mit gepfeilten Profilen*. Dissertation, Fachgebiet Gasturbinen, Flugantriebe, Technische Universität Darmstadt, 2000.
- [14] BOHNE, A.: *Experimentelle Untersuchung eines mehrstufigen Axialverdichters im Off-Design-Bereich*. Dissertation, Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen, RWTH Aachen, 2007.
- [15] BOHNE, A. und R. NIEHUIS: *Experimental Off-Design Investigation of Unsteady Secondary Flow Phenomena in a Three-Stage Axial Compressor at 100 Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines*, 2006.
- [16] BÖLCS, A. und P. SUTER: *Transsonische Turbomaschinen*. G. Braun Karlsruhe, 1986.
- [17] CAMP, T. und I. DAY: A Study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low-Speed Axial Compressor. *ASME Journal of Turbomachinery*, 120:393–400, 1998.
- [18] CHEN, J. und M. HATHAWAY: Pre-Stall Behavior of a Transonic Axial Compressor Stage via Time-Accurate Numerical Simulation. *Proc. ASME Turbo Expo 2007, (GT2007-27926)*, Montreal, Canada, May 14-17 2007.
- [19] CLARK, K. und S. GORRELL: The Effects of Blade Loading on Trailing Edge Vortex Formation on a Highly Loaded Stator Upstream of a Transonic Rotor. *Proc. ASME Turbo Expo 2011, (45891)*, Vancouver, Canada, June 6-10 2011.
- [20] COVERT, E., H.-W. HAPPEL, H. KRUSE, J. LIVESEY, M. PIANKO, F. WAZELT und S. WEHOFER: *Suitable Averaging Techniques in Non-Uniform Flows*. Nr. 182. *Advisory Group for Aerospace Research and Development*, 1983.
- [21] CROW, S.: Stability Theory for a Pair of Trailing Vortices. *AIAA Journal*, 8(12):2172–2179, December 1970.
- [22] CUMPSTY, N.: *Compressor Aerodynamics*. Krieger Publishing Company, 2004.
- [23] CUMPSTY, N. und J. HORLOCK: Averaging Nonuniform Flow for a Purpose. *ASME Journal of Turbomachinery*, 128(1):120–129, 2006.
- [24] DAY, I.: Stall Inception in Axial Flow Compressors. *ASME Journal of Turbomachinery*, 115:1–9, 1993.
- [25] DAY, I. und C. FREEMAN: The Unstable Behavior of Low and High-Speed Compressors. *ASME Journal of Turbomachinery*, 116:194–201, 1994.

- [26] DELERY, J.: Aspects of Vortex Breakdown. *Progress in Aerospace Sciences*, 30:1–59, 1994.
- [27] DEPPE, A., H. SAATHOFF und U. STARK: Spike-type Stall Inception in Axial Compressors. *Proc. 6th European Conference on Turbomachinery*, 2005.
- [28] EMMONS, H.: Compressor Surge and Stall Propagation. *ASME Journal of Turbomachinery*, 79, 1955.
- [29] ESTEVADEORDAL, J., W. COPENHAVER und S. GORRELL: PIV Study of Wake-Rotor-Interaction in a Transonic Compressor at Various Operating Conditions. *Journal of Propulsion and Power*, 23:235–242, 2007.
- [30] ESTEVADEORDAL, J., S. GOGINENI, L. GOSS, W. COPENHAVER und S. GORRELL: Study of Flow-Field Interactions in a Transonic Compressor Using DPIV. *Proc. 38th Aerospace Sciences Meeting & Exhibit, Reno, NV, January 10-13 2000*.
- [31] ESTEVADEORDAL, J., S. GOGINENI, L. GOSS, W. COPENHAVER und S. GORRELL: Study of Flow-Field Interactions in a Transonic Compressor Using DPIV. *ASME Journal of Turbomachinery*, 124:166–175, 2002.
- [32] GANNON, A. und G. HOBSON: Pre-Stall Modal Instabilities in a Transonic Compressor Rotor. *Proc. 18th ISABE*, 2007.
- [33] GORRELL, S., D. CAR und S. PUTERBAUGH: An Investigation of Wake-Shock Interactions in a Transonic Compressor With Digital Particle Image Velocimetry and Time-Accurate Computational Fluid Dynamic. *ASME Journal of Turbomachinery*, 128:616–626, 2006.
- [34] GORRELL, S., W. COPENHAVER und R. CHRISS: Upstream Wake Influence on the Measured Performance of a Transonic Compressor Stage. *Journal of Propulsion and Power*, 17(1):43–48, 2001.
- [35] GREITZER, E.: Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part I: Theoretical Compression System Model. *ASME Journal of Turbomachinery*, S. 190–198, 1976.
- [36] GRIEB, H.: Verdichter für Turbo-Flugtriebwerke. *Springer*, 2009.
- [37] HAH, C., J. BERGNER und H.-P. SCHIFFER: Short Length-Scale Rotating Stall Inception in a Transonic Axial Compressor – Criteria and Mechanisms. *Proc. ASME Turbo Expo 2006, (GT2006-90045), Barcelona, Spain, May 8-11 2006*.
- [38] HAH, C., J. BERGNER und H.-P. SCHIFFER: Rotating Instabilities in a Transonic Compressor. *Proc. 18th ISABE*, 2007.
- [39] HAH, C. und D. RABE: Role of Tip Clearance Flows on Flow Instability in Axial Flow Compressors. *Proc. 15th ISABE*, 2001.

- [40] HAH, C., D. RABE und A. WADIA: Role of Tip-Leakage Vortices and Passage Shock in Stall Inception in a Swept Transonic Compressor Rotor. *Proc. ASME Turbo Expo 2004, (GT2004-53867)*, Vienna, Austria, June 14-17 2004.
- [41] HAH, C. und H. SHIN: Study of Near-Stall Flow Behavior in a Modern Transonic Fan With Composite Sweep. *Proc. 20th ISABE, (ISABE-2011-1220)*, 2011.
- [42] HAH, C., M. VOGES, M. MÜLLER und H.-P. SCHIFFER: Characteristics of Tip Clearance Flow Instability in a Transonic Compressor. *Proc. ASME Turbo Expo 2010, (GT2010-22101)*, Glasgow, UK, June 14-18 2010.
- [43] HATHAWAY, M., J. GERTZ, A. EPSTEIN und A. STRAZISAR: Rotor Wake Characteristics of a Transonic Axial-Flow Fan. *AIAA Journal*, 24(11):1802–1810, 1986.
- [44] HE, L. und J. ISMAEL: Computations of Bladerow Stall Inception in Transonic Flows. *The Aeronautical Journal*, S. 317–324, July 1999.
- [45] HE, L. und W. NING: Efficient approach for analysis of unsteady viscous flows in Turbomachines. *AIAA Journal* Vol. 36, (11), 1998.
- [46] HOEGER, M., G. FRITSCH und D. BAUER: Numerical Simulation of the Shock-Tip Leakage Vortex Interaction in a HPC Front Stage. *ASME Journal of Turbomachinery*, 121:456–468, 1999.
- [47] HOFMANN, W.: Topologie und Entstehung von Blattspitzenwirbeln in transsonischen Verdichterroten und ihr Einfluss auf die Stabilitätsgrenze. *Dissertation, Fakultät für Mathematik, Informatik und Naturwissenschaften, RWTH Aachen*, 2006.
- [48] HORN, W., S. ARDEY, F. GRAUER, K.-J. SCHMIDT und S. STAUDACHER: Opportunities and Challenges for More Intelligent Gas Turbine Engines. *Proc. Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress*, 2008.
- [49] HOYING, D., C. TAN, H. VO und E. GREITZER: Role of Blade Passage Flow Structures in Axial Compressor Rotating Stall Inception. *Proc. ASME Turbo Expo 1998, (98-GT-588)*, Stockholm, Sweden, June 2-5 1998.
- [50] HOYNACKI, A.: Experimentelle Untersuchung instationärer Strömungsvorgänge in einem dreistufigen Axialverdichter mit CDA-Beschaufelung. *Dissertation, Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen, RWTH Aachen*, 1999.
- [51] INOUE, M. und M. KUROMARU: Structure of Tip Clearance Flow in an Isolated Axial Compressor Rotor. *ASME Journal of Turbomachinery*, 111:250–256, July 1989.
- [52] ISMAEL, J. und L. HE: Three Dimensional Computation of Rotating Stall Inception. *Proc. 2nd European Conference on Turbomachinery*, 1997.

- [53] JEONG, J. und F. HUSSAIN: On the Identification of a Vortex. *Journal of Fluid Mechanics*, 285:69–94, 1996.
- [54] KABLITZ, S.: Beeinflussung der Spaltströmung von transsonischen Axialverdichtern durch Forward Sweep. *Dissertation, Fachgebiet Gasturbinen, Flugantriebe, Technische Universität Darmstadt*, 2003.
- [55] KANG, S. und C. HIRSCH: 3D Flow in Compressor Cascades. *Proc. ASME Turbo Expo 1991, (ASME-GT-1991-114)*, 1991.
- [56] KLINE, S.: On the Nature of Stall. *Journal of Basic Engineering*, S. 305–320, 1959.
- [57] LANGFORD, M., A. BREEZE-STRINGFELLOW, S. GUILLOT, W. SOLOMON, W. NG und J. ESTEVADEORDAL: Experimental Investigation of the Effects of a Moving Shock Wave on Compressor Stator Flow. *ASME Journal of Turbomachinery*, 129:127–135, 2007.
- [58] LEICHTFUSS, S., C. BIELA, H.-P. SCHIFFER und F. HEINICHEN: Influence of Inlet Guide Vane Wakes on the Passage Flow in a Transonic Axial Compressor. *Proc. ASME Turbo Expo 2012, (GT2012-69485), Copenhagen, Denmark, June 11-15 2012*.
- [59] LIN, F., J. DU, J. CHEN, C. NIE und C. BIELA: Flow Structures in the Tip Region for a Transonic Compressor Rotor. *Proc. ASME Turbo Expo 2010, (GT2010-23025), Glasgow, UK, June 14-18 2010*.
- [60] LIST, M., S. GORRELL und M. TURNER: Investigation of Loss Generation in an Embedded Transonic Fan Stage at Several Gaps Using High Fidelity, Time-Accurate CFD. *Proc. ASME Turbo Expo 2008, Berlin, Germany, June 9-13 2008*.
- [61] MAILACH, R., I. LEHMANN und K. VOGELER: Rotating Instabilities in an Axial Compressor Originating From the Fluctuating Blade Tip Vortex. *ASME Journal of Turbomachinery*, 123:453–463, 2001.
- [62] MAILACH, R., I. LEHMANN und K. VOGELER: Periodical Unsteady Flow Within a Rotor Blade Row of an Axial Compressor - Part I: Flow Field at Midspan. *ASME Journal of Turbomachinery*, 130:041004–1:041004–11, 2008.
- [63] MAILACH, R., I. LEHMANN und K. VOGELER: Periodical Unsteady Flow Within a Rotor Blade Row of an Axial Compressor - Part II: Wake-Tip Clearance Vortex Interaction. *ASME Journal of Turbomachinery*, 130:041005–1:041005–10, 2008.
- [64] MAILACH, R. und K. VOGELER: Aerodynamic Blade Row Interactions in an Axial Compressor - Part I: Unsteady Boundary Layer Development. *ASME Journal of Turbomachinery*, 126:35–44, 2004.
- [65] MAILACH, R. und K. VOGELER: Aerodynamic Blade Row Interactions in an Axial Compressor - Part II: Unsteady Profile Pressure Distribution and Blade Forces. *ASME Journal of Turbomachinery*, 126:45–51, 2004.

- [66] MAILACH, R. und K. VOGELER: Blade Row Interaction in Axial Compressors. In: DËNOS, R. und J.-F. BROUCKAERT (Hrsg.): *Advances in Axial Compressor Aerodynamics*. von Karman Institute for Fluid Dynamics, Belgium, 2006.
- [67] MÄRZ, J., C. HAH und W. NEISE: An Experimental and Numerical Investigation Into the Mechanisms of Rotating Instability. *ASME Journal of Turbomachinery*, 124:367–375, July 2002.
- [68] MC CAUGHAN, F.: Application of Bifurcation Theory to Axial Flow Compressor Instability. *ASME Journal of Turbomachinery*, 111:426–433, 1989.
- [69] MC DOUGALL, N., N. CUMPSTY und T. HYNES: Stall Inception in Axial Compressors. *Proc. ASME Turbo Expo 1989*, (89-GT-63), Toronto, Ontario, Canada, June 4-8 1989.
- [70] MOORE, F.: A Theory of Rotating Stall of Multistage Axial Compressors: Part I - Small Disturbances. *ASME Journal of Turbomachinery*, 106:313–320, 1984.
- [71] MÜLLER, M.: Untersuchungen zum Einfluss von Gehäusestrukturierungen auf die Stabilität und die Leistungsdaten eines transsonischen Axialverdichters. *Dissertation, Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe, Technische Universität Darmstadt*, 2011.
- [72] NATIONAL SCIENCE AND TECHNOLOGY COUNCIL: National Plan for Aeronautics Research and Development and Related Infrastructure. *Executive Office of the President of the United States of America*, 2006.
- [73] NATIONAL SCIENCE AND TECHNOLOGY COUNCIL: National Plan for Aeronautics Research and Development and Related Infrastructure. *Executive Office of the President of the United States of America*, 2007.
- [74] NATIONAL SCIENCE AND TECHNOLOGY COUNCIL: National Aeronautics Research and Development Plan. *Executive Office of the President of the United States of America*, 2010.
- [75] NIEHUIS, R., A. BOHNE und A. HOYNACKI: Experimental Investigation of Unsteady Flow Phenomena in a Three-Stage Axial Compressor. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2003.
- [76] PIXBERG, C. und H.-P. SCHIFFER: Analytical Approach for Quantifying the Working Potential of Blading with and without Casing Treatments. *Proceedings of 47th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference Exhibit*, (AIAA-2011-5879), July 31 – August 3, San Diego, USA 2011.
- [77] REYNOLDS, S., S. GORRELL und J. ESTEVADEORDAL: PIV Analysis on the Effect of Stator Loading on Transonic Blade-Row Interactions. *Proc. ASME Turbo Expo 2010*, Glasgow, UK, June 14-18 2010.

- [78] SANDERS, A., J. PAPALIA und S. FLEETER: Multi-Blade Row Interactions in a Transonic Axial Compressor Part I: Stator Particle Image Velocimetry (PIV) Investigation. *Proc. ASME Turbo Expo 2001, (2001-GT-0268), New Orleans, Louisiana, USA, June 4-7 2001.*
- [79] SCHLICHTING, H. und K. GERSTEN: *Grenzschicht-Theorie. Springer, 2006.*
- [80] SCHLICHTING, H. und E. TRUCKENBRODT: *Aerodynamik des Flugzeuges. Springer Verlag, 2001.*
- [81] SCHULZE, G.: Betriebsverhalten eines transsonischen Axialverdichters. *Dissertation, Fachgebiet Gasturbinen, Flugantriebe, Technische Universität Darmstadt, 1996.*
- [82] SMITH, L.: Wake Dispersion in Turbomachines. *ASME Journal of Basic Engineering, S. 688–690, 1966.*
- [83] SPALART, P. und S. ALLMARAS: A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows. *30th Aerospace Science Meeting & Exhibit, Jan. 6-9, 1992.*
- [84] SPURK, J.: Dimensionsanalyse in der Strömungslehre. *Springer, 1999.*
- [85] STEFFENS, K.: Advanced Compressor Technology – Key Success Factor for Competitiveness in Modern Aero Engines. *Proc. 15th ISABE, 2001.*
- [86] THOMER, O., W. SCHRÖDER und E. KRAUSE: Normal and Oblique Shock-Vortex Interaction. *Proc. RDAMM-2001, 6, Novosibirsk 2001.*
- [87] TROPEA, YARIS und FOSS (Hrsg.): *Handbook of Experimental Fluid Mechanics. Springer, 2007.*
- [88] VDI-FACHBEREICH ENERGIEWANDLUNG UND -ANWENDUNG: Bilanzgerechte Mittelung inhomogener Strömungsfelder - Einführung (4675). *VDI-Gesellschaft Energie und Umwelt, 2006.*
- [89] VILMIN, S., E. LORRAIN, C. HIRSCH und M. SWOBODA: Unsteady Flow Modeling Across the Rotor/Stator Interface Using the Nonlinear Harmonic Method. *Proc. ASME Turbo Expo 2006, (GT2006-90210), 2006.*
- [90] VO, H., C. TAN und E. GREITZER: Criteria for Spike Initiated Rotating Stall. *Proc. ASME Turbo Expo 2005, (GT2005-68374), Reno-Tahoe, Nevada, USA, June 6-9 2005.*
- [91] WALSH, P. und P. FLETCHER: *Gas Turbine Performance. Blackwell Science, 2. Aufl., 2008.*
- [92] ZANTE, D. VAN: Study of a Wake Recovery Mechanism in a High-Speed Axial Compressor Stage. *Dissertation, Iowa State University, 1998.*





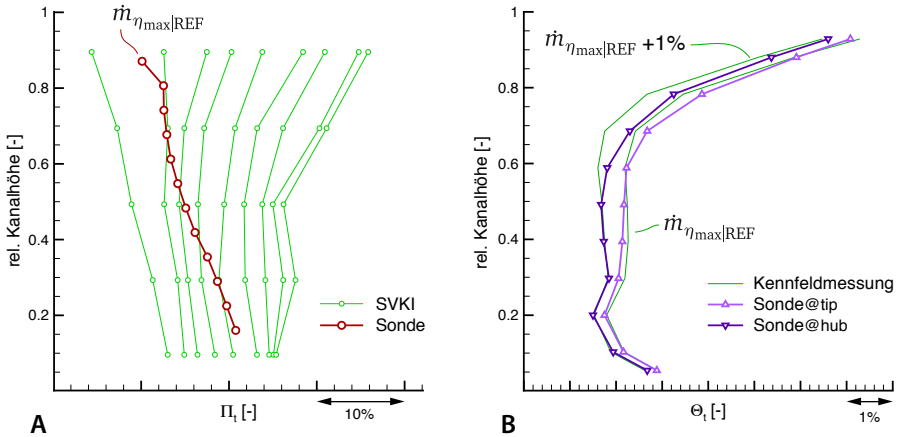
# A Ergänzende Angaben

## A.1 Sondenmessungen zwischen Rotor und Stator

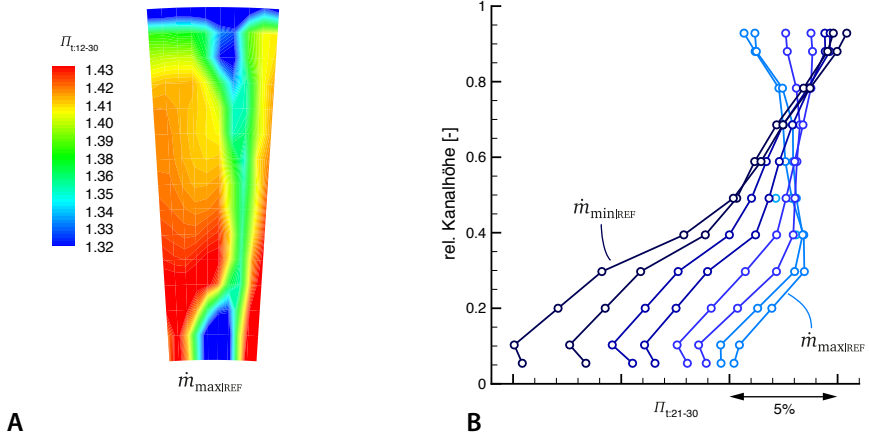
Für die Vermessung der Rotorabströmung besitzt das Gehäuse der Verdichterstufe einen Sondenzugang zwischen Rotor und Stator (vgl. Abb. 3.2, Seite 41). Durch das Einbringen der Sonde wird der Betriebspunkt des Verdichters allerdings lokal stark verändert. Die partielle Blockage des Stators durch den Sondenschaft reduziert den Massenstrom und induziert so lokal einen anderen Betriebspunkt. Dieser Effekt wird umso stärker, je weiter die Sonde in den Strömungskanal eingefahren wird. Die Zuströmung ist nicht mehr symmetrisch. Auf der dem Sondenzugang gegenüberliegenden Seite steigt der Massenstrom an und reduziert dort den Arbeitseintrag. In Abb. A.1 A ist der mit der FLS gemessene Totaldruck hinter dem Rotor aufgetragen. Als Anhaltspunkt für den tatsächlichen Verlauf des Totaldruckprofils hinter dem Rotor sind außerdem die Messwerte der instrumentierten Statorvorderkante (SVKI) bei unterschiedlichen Massenströmen gezeigt. Das lokale Androsseln des Rotors durch die Sonde führt so zu einem unphysikalischen Profil der Totaldruckverteilung hinter dem Rotor. Die Messposition des Totaltemperaturrechens hinter dem Stator hat einen Phasenwinkel von  $140^\circ$  zur Sondenmessposition. Abbildung A.1 B zeigt die oben beschriebene Verschiebung des Betriebspunkts anhand des Totaltemperaturverhältnisses (violett), als Referenz sind außerdem  $\Theta_t$ -Profile der Kennfeldvermessung eingezeichnet (grün). Das Totaltemperaturverhältnis sinkt lokal, obwohl die globalen Betriebsparameter (Drehzahl und Drosselstellung) nicht verändert wurden.

## A.2 Sondenmessungen hinter dem Stator

Die Sondenmessungen hinter dem Stator zeigen eine deutliche Ablösung der nabennahen Strömung (siehe Abb. A.2 A). Die aerodynamische Belastung im Betrieb führt zu einer leichten Verdrehung der einzelnen Statorschaufeln im Außenring. Luft kann so aus dem Plenum unterhalb der Statornabenplattform in die Statorpassage strömen. Dies führt zu einer Ablösung im gesamten Nabebereich. Die Ablöseblase dominiert die Passagenströmung in allen Betriebspunkten und Konfigurationen (siehe Abb. A.2 B), sodass keine Rückschlüsse auf den Einfluss der Vorleitrad- oder Rotorabströmung gezogen werden können.



**Abbildung A.1:** Einfluss der Sondenmessungen zwischen Rotor und Stator auf den lokalen Betriebspunkt des Verdichters. A) Totaldruckprofile hinter dem Rotor mit verschiedenen Messverfahren. B) Totaltemperaturprofil hinter dem Stator für verschiedene Sondeneinfahrtiefen



**Abbildung A.2:** Statorabströmung für unterschiedliche Betriebspunkte der Konfiguration REF: A) Totaldruckverhältnis über die gesamte Stufe bei  $\dot{m}_{\max|REF}$ . B) Radialprofile des Totaldruckverhältnisses über den Stator

### A.3 Grenzschicht stromauf des Vorleitrads

Mit der Vermessung der Einlaufgrenzschicht stromauf des Vorleitrads werden realitätsnahe Randbedingungen für numerische Simulationen zur Verfügung gestellt. Das Geschwindigkeitsprofil setzt sich aus einer statischen Wanddruck- und den Sondenmessungen zusammen. Die in Abb. A.3 gezeigten Grenzschichtverläufe entsprechen dem der erwarteten turbulenten Grenzschicht und können mit Hilfe des Potenzgesetzes nach *Schlichting* und *Truckenbrodt* [80] (s. Gl. A.1) hinreichend genau angenähert werden.

$$\frac{c}{c_\infty} = \left( \frac{y}{\delta_{99}} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad \text{mit } \delta_{99} = 14,5 \text{ mm} \quad \text{und} \quad n = 8 \quad (\text{A.1})$$

Außerdem kann vereinfachend angenommen werden, dass die Grenzschichtdicke ( $\delta_{99}$ ) im Betriebsbereich des untersuchten Verdichters konstant ist (Gl. A.2). Damit wird weiterhin angenommen, dass die Änderungen der Umgebungsbedingungen keine Auswirkungen auf die Einlaufgrenzschichtdicke haben und somit Reynoldssche Ähnlichkeit in erster Näherung gewährleistet ist.

$$\delta_{99} \sim \text{Re}^{-1/5}, \quad \text{mit } \text{Re} = 1 - 4 \cdot 10^6 \quad (\text{A.2})$$

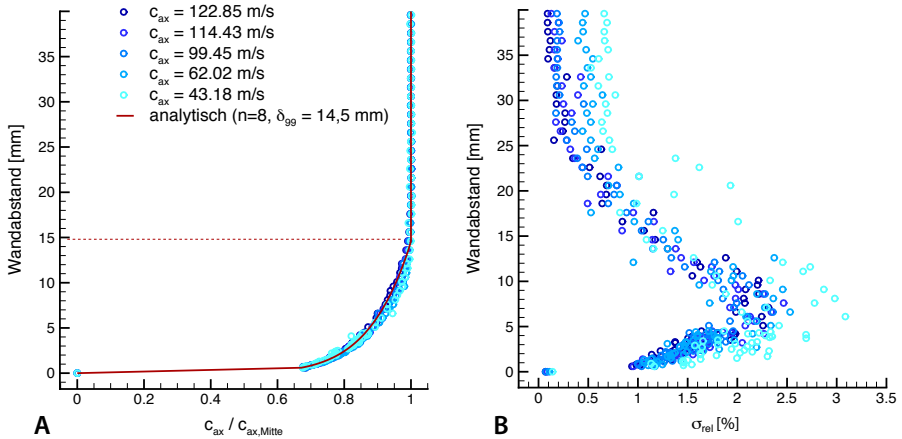
Messungen des Strömungsprofils an mehreren Umfangspositionen hinter der Beruhigungskammer von *Schulze* [81] zeigen ein Topfprofil, sodass die in Abb. A.3 gezeigte Grenzschicht als repräsentativ für den gesamten Umfang angenommen wird.

### A.4 Abströmung des Vorleitrads

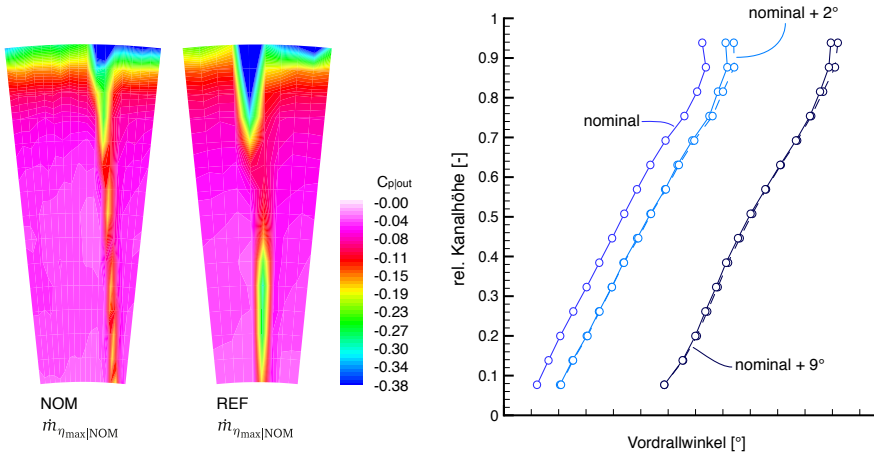
Mit der Vermessung der Vorleitradauströmung für verschiedene Schaufelstellungen und Betriebspunkte wurde die Arbeitsweise sichergestellt. Die Abströmung zeigt die lineare Schränkung des Vorleitrads in hinreichender Genauigkeit sowohl für den Auslegungsfall (nominal) als auch für große Umlenkwinkel (nominal+9). Außerdem ist in Abb. A.4 die  $C_{p|\text{out}}$ -Verteilung für zwei Stellungen zu sehen. Hierfür wird der Totaldruckverlust zwischen Beruhigungskammer ( $p_{t,o}$ ) und der Sondenmessposition ( $p_{t:13}$ ) auf den dynamischen Druck ( $p_{t:13} - p_{s:13}$ ) bezogen (siehe Gl. A.3).

$$C_{p|\text{out}} = \frac{p_{t,o} - p_{t:13}}{p_{t:13} - p_{s:13}} \quad (\text{A.3})$$

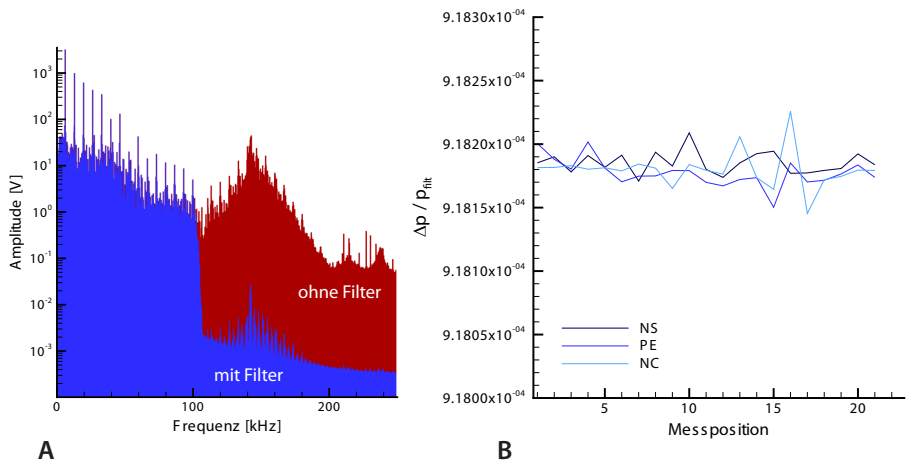
Die Totaldruckverluste nehmen erwartungsgemäß im Schaufelnachlauf mit erhöhter Umlenkung zu. Gleiches gilt für die Verlustgebiete in Gehäusenähe. Der gewünschte homogene Vordrall kann also durch das Vorleitradauströmung eingestellt werden.



**Abbildung A.3:** Strömungsgrenzschicht vor dem Vorleitrad (STA 12) bei verschiedenen Massenströmen: A) Ergebnisse der Grenzschichtvermessung und analytisches Modell, B) Relative Standardabweichung der Messpunkte



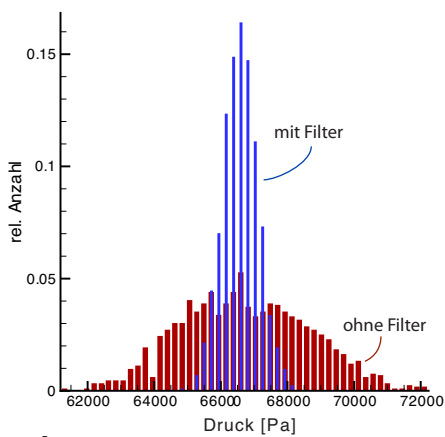
**Abbildung A.4:** Abströmung des Vorleitrads bei unterschiedlichen Winkelstellungen, Massenströmen und Betriebspunkten (Striche)



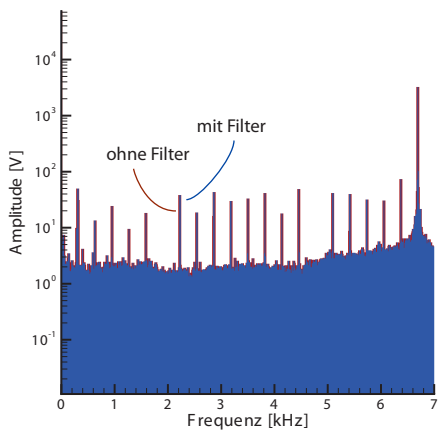
**Abbildung A.5:** Repräsentatives Frequenzspektrum des ersten Wanddrucksensors im Auslegungspunkt: A) Rohsignal, B) relativer Fehler durch die FIR-Filterung

## A.5 Signalqualität der instationären Wanddruckinstrumentierung

Alle Frequenzspektren der Wanddruckinstrumentierungen zeigen, unabhängig von der Drehzahl, eine für den jeweiligen Sensor charakteristische Frequenzerhöhung im Bereich der vom Hersteller angegebenen Eigenfrequenz, wie sie in Abb. A.5 A zu sehen ist. Durch den Einsatz eines FIR-Tiefpass-Filters kann dieser Einfluss unterdrückt werden. Die hieraus folgende Veränderung des Signals ist in Abb. A.5 B und A.6 A dargestellt und so klein, dass kein signifikanter Einfluss auf die Wanddruckverteilung zu erwarten ist. Für alle Daten ergeben sich *Ensemble*-Histogramme, wie sie in Abb. A.6 B zu sehen sind. Die Daten der Wanddruckinstrumentierung können mit Hilfe der *Ensemble*-Mittelung in das Relativsystem des Rotors transformiert werden. Dies ist aber nur möglich, wenn eine rotorfeste Periodizität vorliegt. Die dafür notwendige Normalverteilung in den Histogrammen der einzelnen Messpunkte ist vor und nach der Filterung in den Daten vorhanden. Zusammenfassend wird deswegen davon ausgegangen, dass die gemittelten Wanddruckverteilungen eine aussagekräftige Datenbasis bieten, die die tatsächliche Verteilung der Wanddruckverteilung auch im Relativsystem wiedergeben können.



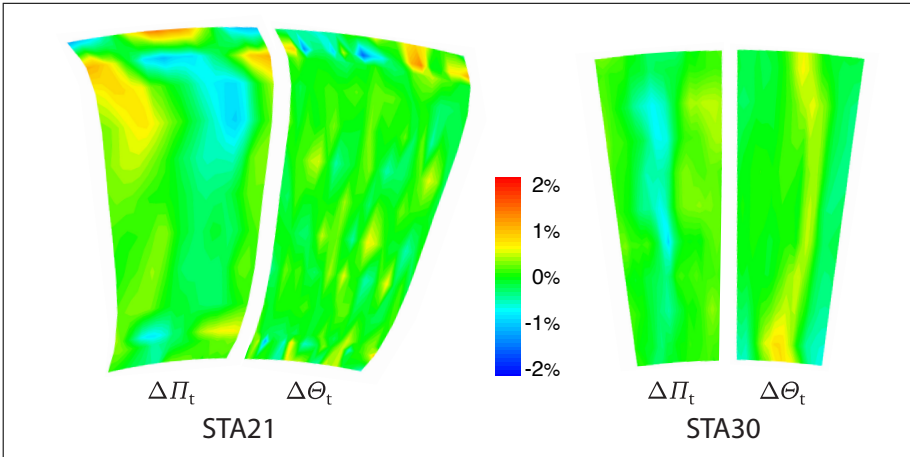
**A**



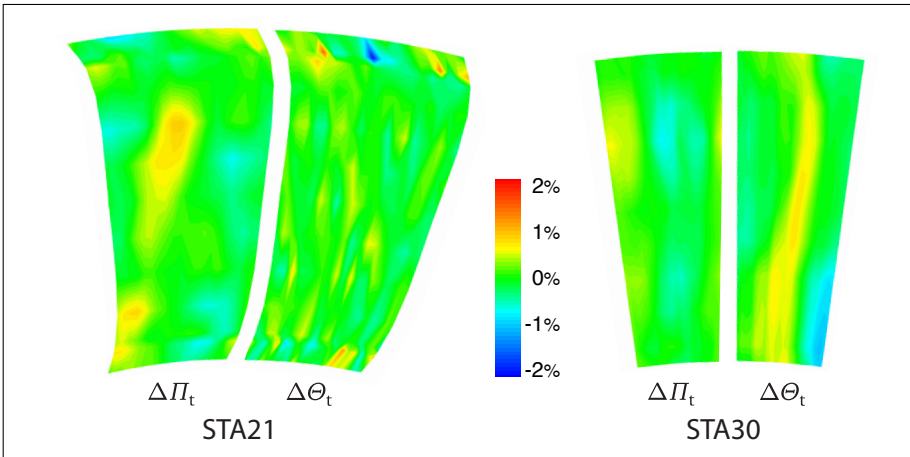
**B**

**Abbildung A.6:** Auswirkung der Tiefpassfilterung auf den Signalverlauf des ersten Wand-drucksensors im Auslegungspunkt: A) Frequenzspektrum, B) Histogramm

## **B Weitere Betriebspunkte**

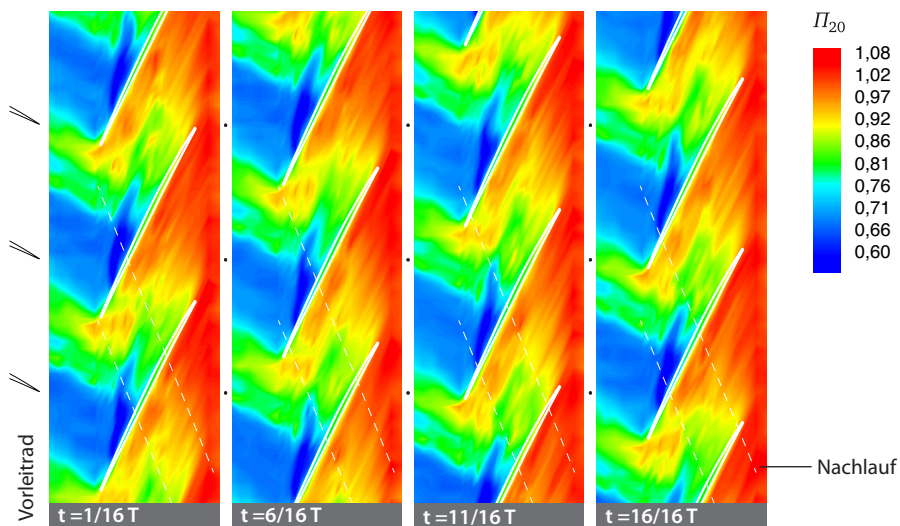


**Abbildung B.1:** Relative Totaldruck und -temperatur Umfangsvariation nach Rotor und Stator, NOM@ $\eta_{\max}$

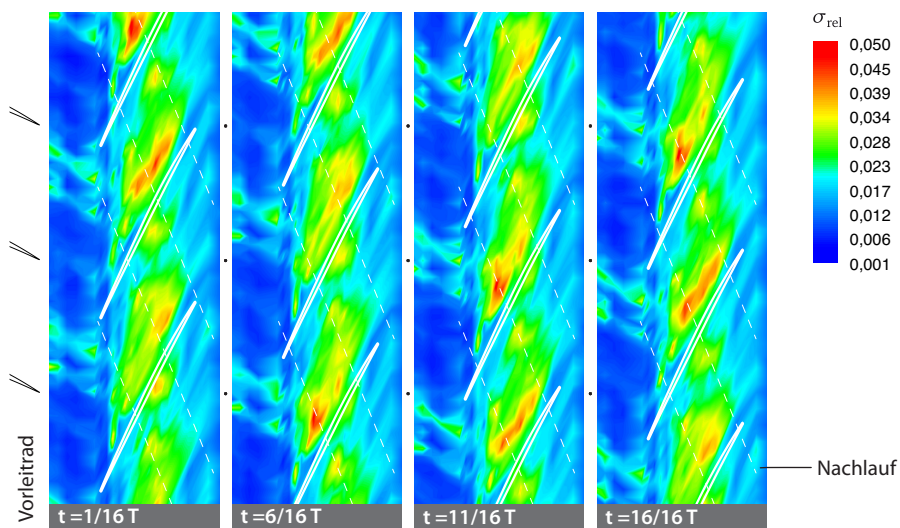


**Abbildung B.2:** Relative Totaldruck und -temperatur Umfangsvariation nach Rotor und Stator, REF@ $\eta_{\max}$

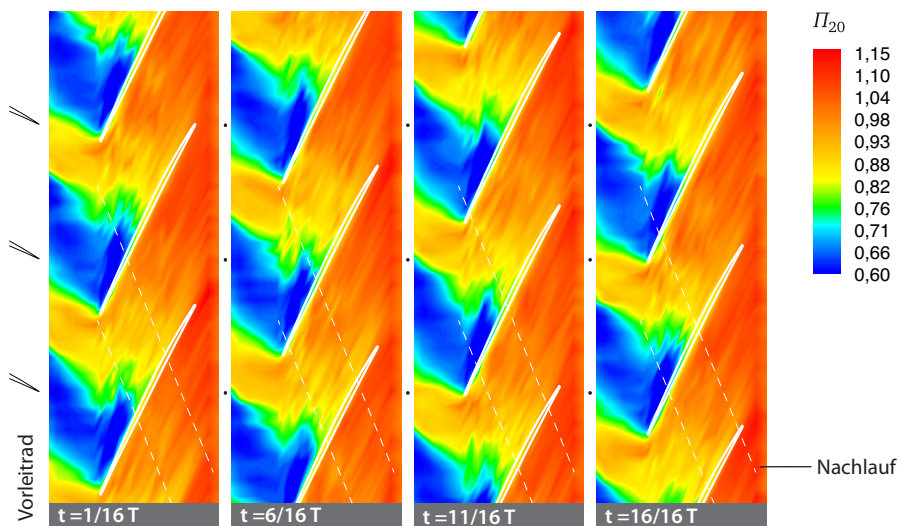




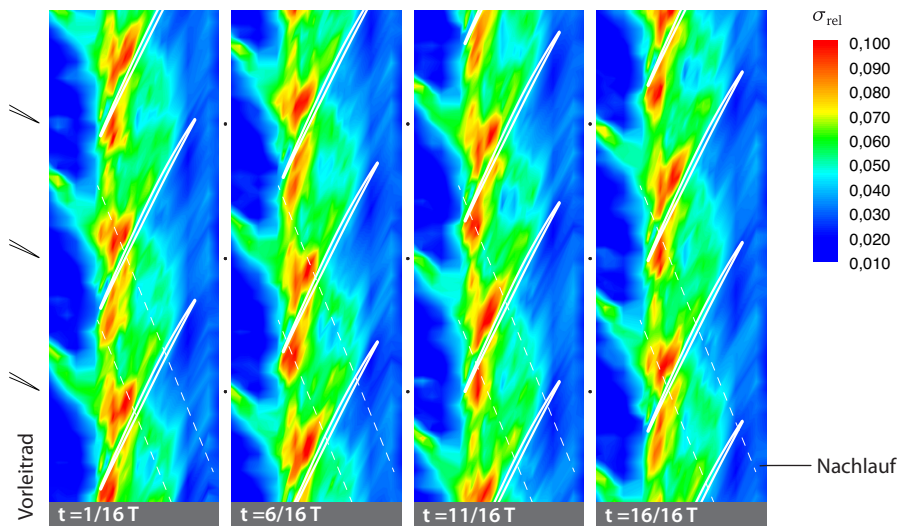
**Abbildung B.3:** Statikdruckverteilung für verschiedene Relativpositionen von Rotor und Vorleitrad für die Konfiguration REF@ $m_{\min}$



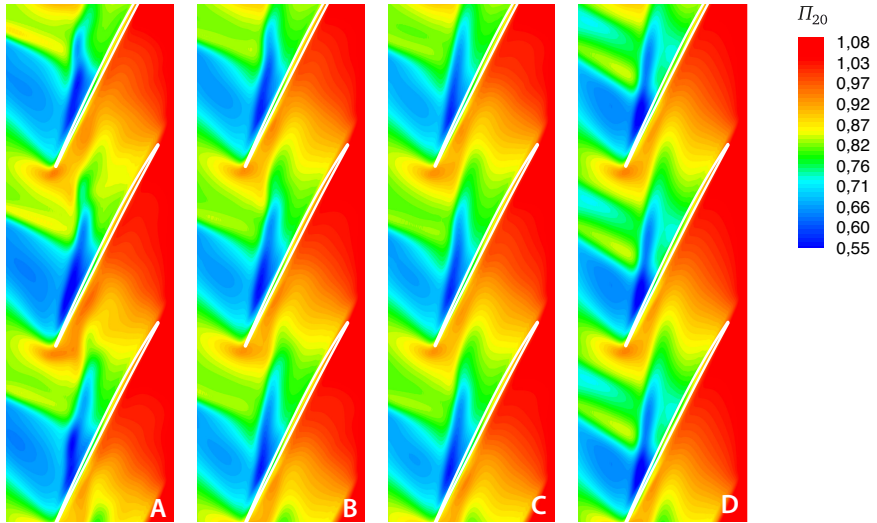
**Abbildung B.4:** Relative Standardabweichung für verschiedene Relativpositionen von Rotor und Vorleitrad für die Konfiguration REF@ $m_{\min}$



**Abbildung B.5:** Statikdruckverteilung für verschiedene Relativpositionen von Rotor und Vorleitrad für die Konfiguration  $NOM@m_{\min}$



**Abbildung B.6:** Relative Standardabweichung für verschiedene Relativpositionen von Rotor und Vorleitrad für die Konfiguration  $NOM@m_{\min}$



**Abbildung B.7:** Auswirkungen der Modellierung des Penny-Slots auf die Wanddruckverteilung. A) Kompletter Spalt, B) Penny-Slot, C) mit Fillet-Radius, D) Stationäre Rechnung

